

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh zařízení pro broušení nerezových trubek
Design of Equipment for Stainless Steel Pipes Grinding

Student:

Bc. Zbyšek Bednarz

Vedoucí diplomové práce:

Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Zbyšek Bednarz**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **20 Výrobní stroje a zařízení**
Téma: **Návrh zařízení pro broušení nerezových trubek**
Design of Equipment for Stainless Steel Pipes Grinding
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

V rámci řešení diplomové práce vypracujte konstrukční návrh zařízení určeného pro broušení nerezových trubek.

Diplomová práce bude dále obsahovat:

- analýzu a rešerši dané problematiky
- konstrukční návrh jednotlivých uzlů podložený příslušnými technickými výpočty
- 3D model celého zařízení ve vhodném CAD systému
- orientační návrh řídicí jednotky stroje
- návrh pneumatického schématu
- příslušnou výkresovou dokumentaci

Při řešení diplomové práce vezměte v úvahu následující parametry:

- průměr trubky do 320 mm
- délka trubky max. 3500 mm
- pracovní otáčky vřetene v rozmezí 10-100 min⁻¹

Bližší specifikace nutných technických údajů a požadavků bude upřesněna v průběhu řešení diplomové práce ve spolupráci s firmou CONTI THERM spol. s r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

- JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1.vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.
SERENSEN, S. V., KOGAJEV, V. P., ŠNEJDEROVIČ, R.M. *Únosnost a pevnostní výpočty strojních součástí*. Praha, SNTL, 1967.
LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Zbyšek Bednarz

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Zbyšek Bednarz

Adresa trvalého pobytu autora práce: Ropice 77

Poděkování

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování panu Dr. Ing. Jaroslavovi Meleckému za jeho cenné rady, připomínky a čas při vedení této diplomové práce. Chci také poděkovat bratrovi Ing. Jakubovi Bednarzovi a mému kamarádovi Ing. Janu Bardoňovi za neocenitelnou pomoc při studiu na VŠB.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BEDNARZ, Z. Návrh zařízení pro broušení nerezových trubek.

Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2017, 50 s. Vedoucí práce: Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Diplomová práce se zabývá návrhem zařízení pro broušení nerezových trubek. Úvodem jsem se zabýval rešerší dané problematiky. V dalších částech jsem postupně řešil jednotlivé konstrukční uzly, kde jsem dokládal nutné výpočty a kontroly pomocí MKP. Součástí této práce je návrh pneumatického schématu včetně volby jednotlivých pneumatických komponentů. Poslední část se zabývá návrhem řídicího systému a ovládacího panelu.

ANNOTATION OF THE DIPLOMA THESIS

BEDNARZ, Z. Design of Equipment for Stainless Steel Pipes Grinding.

Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Department of Production Machines and design, 2017, 50 p., the thesis head: Dr. Ing. Jaroslav Melecký.

The diploma thesis deals with the project of a device used for steel tubes grinding. In the introductory part I paid my attention to facts concerning the studied subject. In the following parts I gradually solved the particular construction complexity which is supported by the necessary calculations and FEM check. The thesis contains also the design of a pneumatic scheme including the choice of the particular pneumatic components. In the final part I am interested in the design of the operating system and the control panel.

Obsah

Seznam použitých značek	9
0 Úvod	12
1 Rešerše dané problematiky	13
1.1 Uhlová bruska Makita GA4530R	13
1.2 Kotoučová a pasová bruska Metabo BS 175	14
1.3 Magnetická bruska na plocho 600x300	15
1.4 Hrotová bruska OCD-3240	16
2 Konstrukční návrh brusného stroje	17
2.1 Volba brusky	17
2.1.1 Uchycení brusky	18
2.2 Návrh přítlačného systému brusky	18
2.2.1 Výpočet přítlačné síly válce	19
2.2.2 Výpočet síly potřebné k zvednutí brusky do výchozí polohy	19
2.2.3 Volba válce	19
2.3 Návrh pojezdového mechanismu suportu	20
2.3.1 Vedení suportu	20
2.3.2 Návrh pohonu	22
2.3.3 Volba motoru a převodovky	23
2.3.4 Kontrolní výpočet rychlosti suportu:	23
3 Konstrukční návrh nosné části	24
3.1 Návrh koníku	24
3.1.1 Určení velikosti přítlačné síly koníku	24
3.1.2 Kontrola ložisek kužele	27
3.1.3 Návrh vedení koníku	30
3.2 Návrh vřetena	33
3.2.1 Kontrolní výpočty	34
3.2.2 Naklápění vřetena	38
3.3 Návrh nosného rámu	41
4 Návrh řízení	42
4.1 Ovládací panel	42
4.2 Rozhraní operačního systému	43
5 Pneumatické schéma	46
6 Závěr	47
7 Seznam použité literatury	49

Seznam použitých značek

$a, b, c, d, e, h, i, j, k, l, o, u, w$	Vzdálenosti	[mm]
C_{o6207}	Statická únosnost	[MPa]
C_{32006}	Dynamická únosnost	[MPa]
C_{6207}	Dynamická únosnost	[MPa]
C_{6404}	Dynamická únosnost	[MPa]
d_{tr}	Vnitřní průměr trubky	[mm]
D_{tr}	Průměr trubky	[mm]
D_{trmax}	Maximální průměr trubky	[mm]
D_{trmin}	Minimální průměr trubky	[mm]
e_{32006}	Výpočtový součinitel	[–]
f	Součinitel tření	[–]
F_{br}	Síla broušení	[N]
F_{brmax}	Maximální síla broušení	[N]
F_k	Síla koníku	[N]
F_{klax}	Maximální axiální zatížení kladky	[N]
F_{klrad}	Maximální radiální zatížení kladky	[N]
F_{sup}	Tahová síla suportu	[N]
F_t	Třecí síla	[N]
F_{v1}	Vysouvací síla válce přitlaku	[N]
F_{v2}	Zasouvací síla válce přitlaku	[N]
F_{vrt}	Zvedací síla válce vřetena	[N]
F_{vrtmax}	Maximální zvedací síla válce vřetena	[N]
F_x, F_y	Složky sil	[N]
g	Gravitační konstanta	[m · s ⁻²]

G_r	Tíha ramene	[N]
G_{skl}	Tíha sklíčidla	[N]
G_{vrt}	Tíha vřetene	[N]
i_{sup}	Převodový poměr suportu	[–]
$i_{vřet}$	Převodový poměr vřetene	[–]
L_{kon}	Zdvih koníku	[mm]
L_{trmax}	Maximální délka trubky	[mm]
$L_{10\ k1}, L_{10\ k2}$	Životnost ložisek koníku	$[10^6 min^{-1}]$
$L_{10\ v1}, L_{10\ v2}$	Životnost ložisek vřetena	$[10^6 min^{-1}]$
$L_{10h\ k1}, L_{10h\ k2}$	Životnost ložisek koníku	[hod]
$L_{10h\ v1}, L_{10h\ v2}$	Životnost ložisek vřetena	[hod]
m_{br}	Hmotnost brusky	[kg]
$m_{prev.+mot}$	Hmotnost převodovky a motoru	[kg]
m_r	Hmotnost ramene	[kg]
m_{ram}	Hmotnost rámu	[kg]
m_{skl}	Hmotnost sklíčidla	[kg]
m_{tr}	Hmotnost trubky	[kg]
M_{ksup}	Kroutící moment suportu	[Nm]
n_{1sup}	Vstupní otáčky	$[min^{-1}]$
n_{2sup}	Výstupní otáčky	$[min^{-1}]$
n_{tr}	Otáčky vřetene	$[min^{-1}]$
$n_{vřetmax}$	Maximální otáčky vřetene	$[min^{-1}]$
N, N_1	Normálová síla	[N]
$P_{k1}, P_{k2}, P_{v1}, P_{v2}$	Ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
P_{sup}	Výkon	[kW]

r_{kl}	Poloměr kladky	[mm]
R_{k1y}	Složka síly v ložisku koníku	[N]
R_{k2x}	Složka síly v ložisku koníku	[N]
R_{k2y}	Složka síly v ložisku koníku	[N]
R_{v1y}	Složka síly v ložisku vřetena	[N]
R_{v2x}	Složka síly v ložisku vřetena	[N]
R_{v2y}	Složka síly v ložisku vřetena	[N]
$R_{m_{42CrMo4}}$	Mez pevnosti	[MPa]
t_{trmax}	Tloušťka stěny	[mm]
v_{supmax}	Maximální rychlost suportu	[mm · s ⁻¹]
v_{sup}	Rychlost suportu	[mm · s ⁻¹]
V_{tr}	Objem trubky	[m ³]
Y_{32006}	Výpočtový součinitel	[–]
Y_{32006}	Výpočtový součinitel	[–]
α, α_1	Vrcholový úhel	[–]
σ_c	Mez únavy	[MPa]
$\rho_{1.4462}$	Měrná hmotnost	[kg · m ⁻³]
ω_{sup}	Úhlová rychlost	[rad · s ⁻¹]
ΣM_o	Suma momentů	[Nm]

0 Úvod

Provozování koupališť bazénů a vířivek v dnešní době vyžaduje přísné hygienické normy. Proto jsou veškeré tyto stavby provedeny z specifických nerezových ocelí. Zpracování těchto materiálu je náročnější než u klasické oceli, a proto je třeba vyvíjet jednotlivá zařízení, pro dané pracovní úkony.

Existuje celá řada brusek a zařízení pro broušení rovinných, kulatých nebo tvarových ploch. Je možné nakoupit různé materiály, které stačí pouze vyřezat, vypálit, smontovat, nebo nějak jinak sestavit do finálního výrobku. Další skupinou produktů jsou některé součásti, které vyžadují jinou technologii výroby, a proto mnohdy není možné použít broušený polotovár, ale klasické plechy, tyče, trubky, atd., které se svařují nebo obrábí a následně je finální vzhled proveden pomocí broušení.

V této diplomové práci se budu zabývat návrhem zařízení pro broušení nerezových trubek. Hlavní kritéria pro konstrukci této brusky jsou: rovnoměrné broušení, bezpečnost zařízení a možnost využití pro další účely.

Cíle:

- návrh jednotlivých konstrukčních celků
- kontrolní výpočty a kontrola v MKP kriticky namáhaných součástí
- návrh pneumatického obvodu a řídicího systému
- výkres sestavy, podsestavy a výrobní výkres součástí

1 Rešerše dané problematiky

Broušení je technologie třískového obrábění, při kterém se obráběný materiál ubírá tvrdým brusivem. Toto brusivo je tvořeno množstvím nepravidelných a nahodile orientovaných břitů. Broušením můžeme obrábět i ty nejtvrdší materiály, dosáhnout vysoké přesnosti a velmi kvalitní drsnosti povrchu.

1.1 Uhlová bruska Makita GA4530R

Technické parametry:

- Příkon 720 W
- Otáčky na prázdno 11 000 min^{-1}
- Brusný kotouč 115 mm
- Hmotnost 1,8 kg
- Rozměry 266 × 128 × 103 mm
- Velikost vřetene M14 × 2



Obr. 1.1 - Uhlová bruska Makita GA4530R [1]

1.2 Kotoučová a pasová bruska Metabo BS 175

Technické parametry:

- Příkon 500 W
- Hmotnost 14,5 kg
- Brusný pás 1020 × 50 mm
- Pracovní otáčky 2560 min⁻¹
- Brusný kotouč 115 mm



Obr. 1.2 - Kotoučová a pasová bruska Metabo BS 175 [2]

1.3 Magnetická bruska na plocho 600x300

Charakteristika:

- Tuhá konstrukce stroje vyrobená z kvalitní litiny, špičkové složení stolu ve dvojitých broušených vedeních a zdvojené uložení vřeteníku udává stroji nadstandardně klidný chod pro trvalou práci
- Vřeteno uložené ve speciálních trvale mazaných ložiscích zajišťuje dokonalý povrch broušeného materiálu

Technické parametry:

- Rozměr magnetického stolu $600 \times 300 \text{ mm}$
- Rychlost kotouče 1450 min^{-1}
- Velikost kotouče $300 \times 30 \times 75 \text{ mm}$
- Výkon vřetene 2200 W
- Hmotnost 1300 kg



Obr. 1.3 - Magnetická bruska na plocho [3]

1.4 Hrotová bruska OCD-3240

Charakteristika:

- Nejmodernější hydrostatické a hydrodynamické uložení a vedení strojních dílů
- Ovládání je provedeno řídicím systémem FANUC

Technické parametry:

- Max. broušený průměr 400 mm
- Vzdálenost mezi hroty 400 mm
- Nosnost mezi hroty 150 kg
- Otáčky brusného kotouče 1783 min^{-1}
- Výkon vřetena brusky 3700 W
- Hmotnost 3600 kg



Obr. 1.4 - Hrotová bruska OCD-3240 [4]

2 Konstrukční návrh brusného ustrojí

Bližší specifikace zadání:

- Maximální průměr broušené trubky $D_{trmax} = 320mm$
- Minimální průměr broušené trubky $D_{trmin} = 50mm$
- Maximální délka broušené trubky $L_{trmax} = 3500mm$
- Pracovní rozsah otáček vřetene $n_{tr} = 10 - 100 \text{ min}^{-1}$
- Dle požadavku zákazníka byla stanovena přítláčná síla broušení v rozsahu $F_{br} = 10 - 100N$
- Rychlost posuvu $v_{sup} = 10 - 50 \text{ mm} \cdot s^{-1}$

2.1 Volba brusky

Dle požadavku zákazníka byla zvolena profesionální bruska **POLY-PTX 800**.

Technické parametry:

- Výkon 1750 W
- Regulovatelné otáčky $1\,000 - 3\,800 \text{ min}^{-1}$
- Šířka brusného kotouče 100 mm

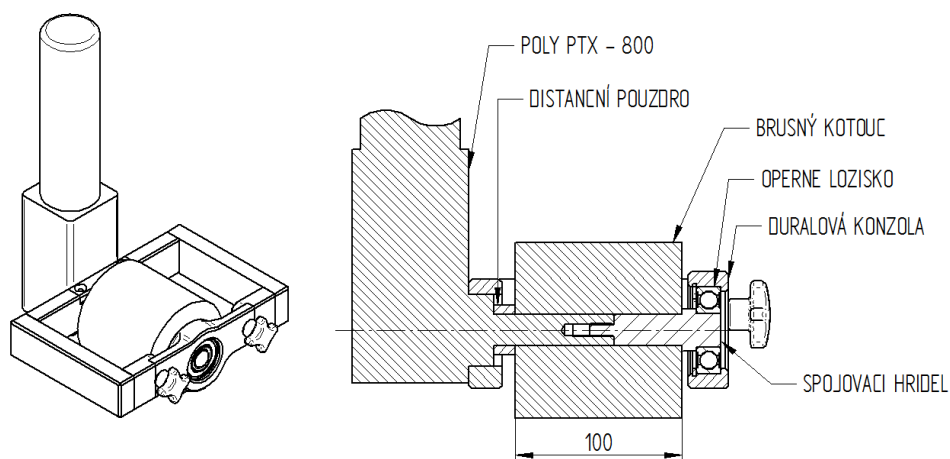


Obr. 2.1 - Bruska Poly-PTX 800 [5]

2.1.1 Uchycení brusky

Uchycení brusky bylo provedeno z jedné strany svěrným spojením k duralové konzole. Brusný kotouč je nasazen na hřídel brusky a zajištěn spojovacím hřídelem, který je na konci osazený v opěrném ložisku.

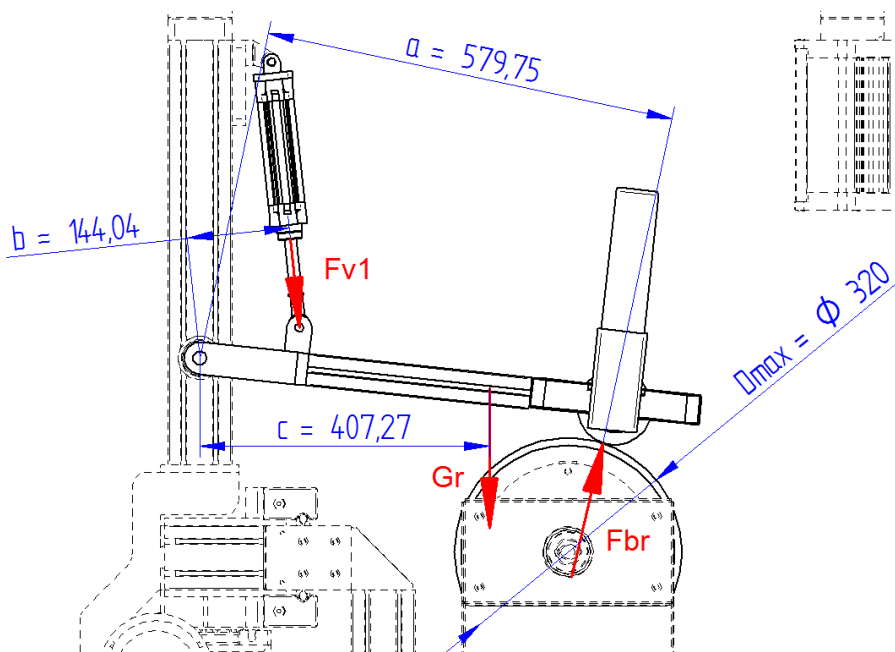
Pro rychlou výměnu brusného kotouče bylo opěrné ložisko uloženo v demontovatelném segmentu, který byl zajištěn pomocí dvou utahovacích koleček.



Obr. 2.2 - Schéma uchycení brusky

2.2 Návrh přítlačného systému brusky

Pro jednoduchost obsluhy byl vyžádán mechanický a plně automatizovaný pohyb přítlaku brusky. Nejjednodušším a nejlevnějším způsobem bylo použití pneumatického válce.



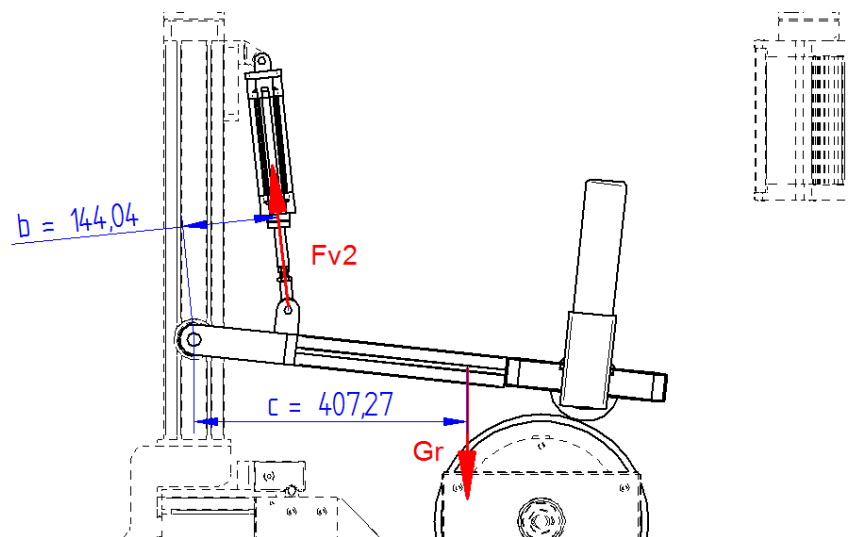
Obr. 2.3 - Schéma sil od přítlaku brusky

2.2.1 Výpočet přitlačné síly válce

$$G_r = (m_r + m_{br}) \cdot g = (4,6 + 1,8) \cdot 9,81 = 62,8 \text{ N} \quad (2.1)$$

$$F_{v1} \cdot b = -G_r \cdot c + F_{br} \cdot a \rightarrow F_{v1} = \frac{-G_r \cdot c + F_{br} \cdot a}{b} = \frac{-62,8 \cdot 407,3 + 100 \cdot 579,8}{144} = 225 \text{ N} \quad (2.2)$$

2.2.2 Výpočet síly potřebné k zvednutí brusky do výchozí polohy



Obr. 2.4 - Schéma sil od zvednutí brusky

$$F_{v2} \cdot b = G_r \cdot c \rightarrow F_{v2} = \frac{G_r \cdot c}{b} = \frac{62,8 \cdot 407,3}{144} = 177 \text{ N} \quad (2.3)$$

2.2.3 Volba válce

Byl zvolen dvojčinný pneumatický válec o průměru pístu $D_{v1} = 32 \text{ mm}$ od firmy Stránský a Petřík.

Tabulka 2.1 - Parametry pneumatického válce [6]

PNEUMATICKÉ VÁLCE DVOJČINNÉ
ISO 15552, VDMA 24562, NF E 49003.1



Moderní design, kvalitní zpracování a vysoká kvalita použitých materiálů - to jsou vlastnosti nové řady válců. Rozměry odpovídají mezinárodním normám ISO 15552, VDMA 24562 a NF E 49003.1 a proto lze těmito válci nahradit pneumatický válec stejného průměru, vyrobený dle těchto norem, od jakéhokoliv výrobce. Válce mají nastavitelné tlumení koncových poloh a magnet pro bezkontaktní snímání polohy. Snímače se vkládají přímo do drážek v profilu trubky - odpadá tedy nutnost používat držáky snímačů. Životnost válců je při standardních podmínkách více jak 4000 km.

Pracovní tlak	0,6 MPa
Minimální tlak	0,1 MPa
Maximální tlak	1,0 MPa
Pracovní teplota	-20°C až +80°C
Pracovní médium	upravený stlačený vzduch

Průměr pístu [mm]	32	40	50	63	80	100	125
Vysouvací síla při 0,6 MPa [N]	482	754	1178	1870	3015	4713	7363
Vysouvací síla při 0,6 MPa [N] s průběžnou pístní tyčí	415	633	990	1682	2720	4418	6880
Zasouvací síla při 0,6 MPa [N]	415	633	990	1682	2720	4418	6880
Závitové připoje	G1/8"	G1/4"	G1/4"	G3/8"	G3/8"	G1/2"	G1/2"
Délka nastavitelného tlumení [mm]	17	17	17	16	20	18	28
Maximální zdvih [mm] *	1000*	1000*	1000*	1000*	1500*	1500*	2000*
Pracovní rychlost [mm/s]	50 až 500						
Minimální zdvih pro snímání polohy [mm]	17	21	25	25	25	25	25
Hmotnost základní části [kg]	0,46	0,74	1,27	1,70	2,65	3,67	5,53
Hmotnost 1 mm zdvihu [kg]	0,003	0,004	0,007	0,007	0,011	0,013	0,020
Hmotnost základní části [kg] s průběžnou pístní tyčí	0,52	0,84	1,37	1,90	2,97	4,31	6,54
Hmotnost 1 mm zdvihu [kg] s průběžnou pístní tyčí	0,004	0,006	0,009	0,009	0,015	0,017	0,026

*) Zdvih válce může být delší po dohodě s technickým oddělením naší společnosti

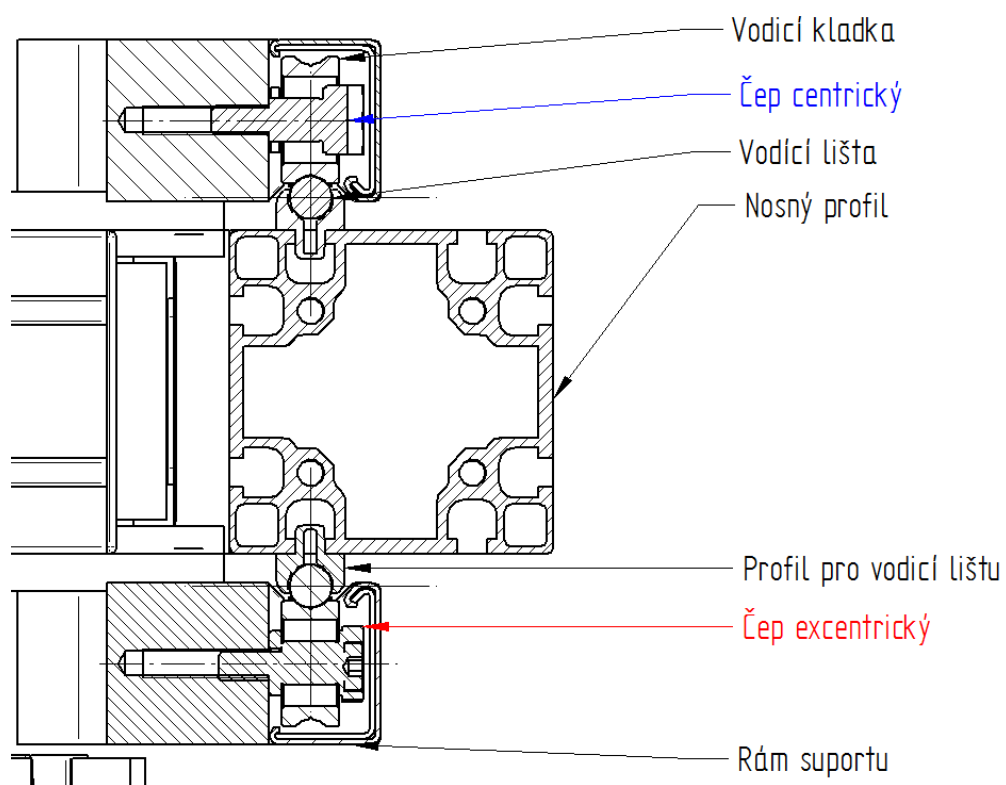
2.3 Návrh pojezdového mechanismu suportu

2.3.1 Vedení suportu

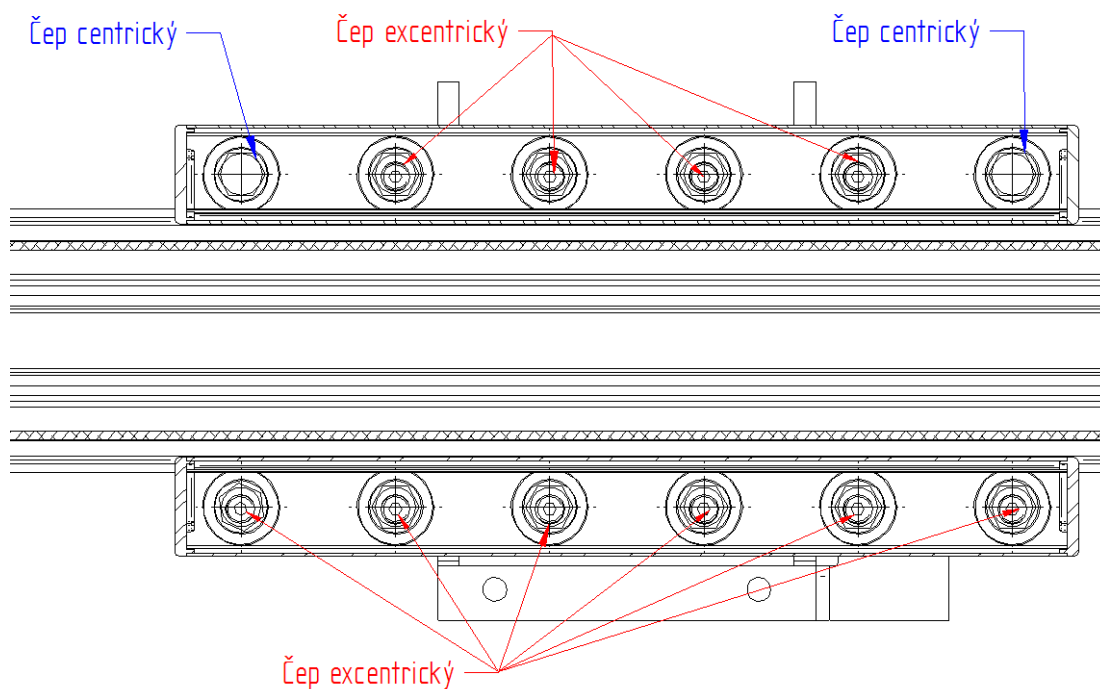
Pojezd suportu brusky byl proveden pomocí lineárního vedení stavebnicového systému ALUTEC.

Princip tohoto mechanismu spočívá v odvalování kladek po vodicích tyčích. Kladky jsou uloženy v ložiskách, které jsou pomocí čepů upevněny do suportu. Tyto čepy mohou mít dvoje provedení:

- Čep centrický – Umisťuje se vždy na obou koncích jedné strany suportů, aby bylo dosaženo co nejpřesnějšího uložení.
- Čep excentrický – Umisťuje se na všech ostatních pozicích pro vymezení radiální vůle mezi kladkou a lineárem.



Obr. 2.5 - Příčný řez suportem

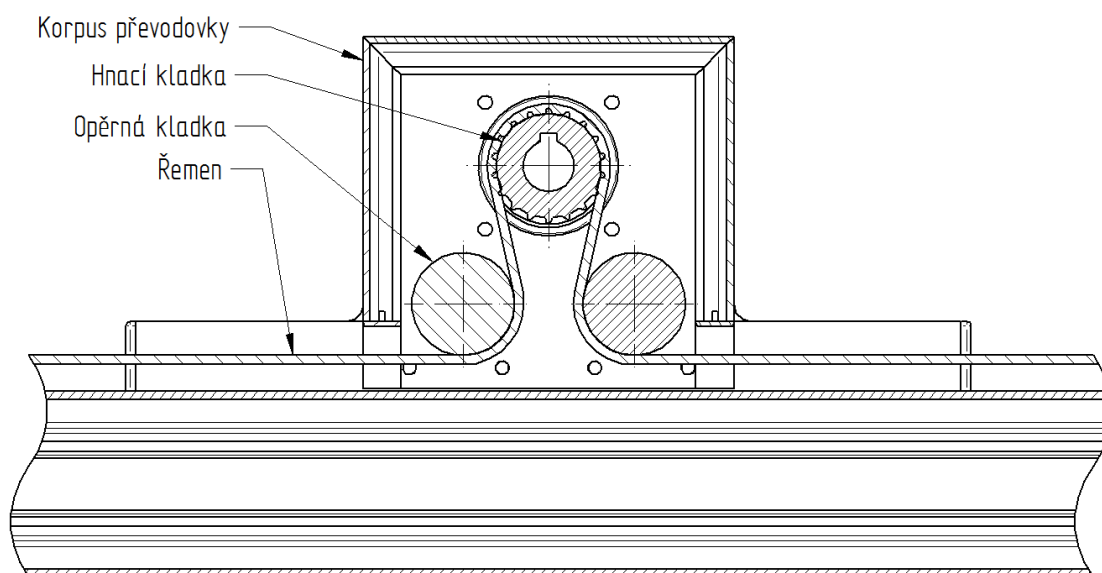


Obr. 2.6 - Podélný řez suportem

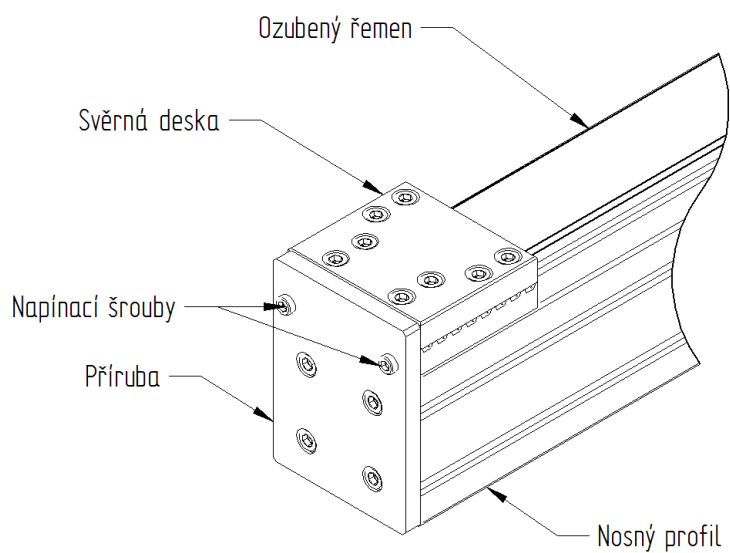
2.3.2 Návrh pohonu

Pohon Suportu je proveden pomocí ozubeného řemenu, který je na pevno spojen s nepohyblivou částí lineárního vedení viz obr. 2.7.

V suportu je řemen opásán pomocí dvou opěrných kladek na hlavní hnací kladku. Všechny kladky jsou uloženy v ložiskách. Hnací kladka je spojena hřídelí s převodovkou a motorem.



Obr. 2.7 - Schéma opásání hnací kladky



Obr. 2.8 - Kotvení ozubeného řemene

2.3.3 Volba motoru a převodovky

Dle přání zákazníka byla stanovena maximální tahová síla suportu $F_{sup} = 4 \text{ kN}$.

$$M_{ksup} = F_{sup} \cdot r_{kl} = 4000 \cdot 0,03 = 120 \text{ Nm} \quad (2.4)$$

Z katalogu převodovek firmy TOS Znojmo, byla zvolena šneková převodovka MKT 63, s parametry:

převodový poměr $i_{sup} = 80$

výkon elektromotoru $P_{sup} = 0,4 \text{ kW}$

otáčky elektromotoru $n_{1sup} = 1400 \text{ min}^{-1}$.

Tabulka 2.2 - Parametry převodovky [7]

MKT 63 2 pól. motor, 2800 min ⁻¹					MKT 63 4 pól. motor, 1400 min ⁻¹					MKT 63 6 pól. motor, 900 min ⁻¹				
i	n ₂	Mk ₂	P ₁	Účinn.	i	n ₂	Mk ₂	P ₁	Účinn.	i	n ₂	Mk ₂	P ₁	Účinn.
-	[min ⁻¹]	[Nm]	[kW]	[%]	-	[min ⁻¹]	[Nm]	[kW]	[%]	-	[min ⁻¹]	[Nm]	[kW]	[%]
7,8	361	115	4,71	92	7,8	181	137	2,90	91	7,8	116	153	2,09	89
9,7	290	120	4,01	91	9,7	145	143	2,47	89	9,7	93	160	1,79	87
12,7	221	114	2,94	90	12,7	111	136	1,83	87	12,7	71	152	1,33	85
15,5	181	123	2,67	87	15,5	90	146	1,65	85	15,5	58	164	1,21	82
19,5	144	116	2,03	86	19,5	72	138	1,27	83	19,5	46	155	0,94	79
24,5	114	111	1,59	84	24,5	57	132	1,00	80	24,5	37	148	0,74	77
30	93	134	1,70	77	30	47	160	1,07	74	30	30	179	0,79	72
40	70	129	1,24	76	40	35	153	0,80	71	40	23	171	0,60	67
50	56	122	0,98	73	50	28	145	0,64	67	50	18	162	0,49	63
60	47	116	0,81	70	60	23	138	0,55	64	60	15	155	0,41	59
80	35	106	0,60	65	80	18	126	0,40	59	80	11	141	0,31	53
100	28	105	0,51	61	100	14	125	0,34	57	100	9	140	0,27	48

2.3.4 Kontrolní výpočet rychlosti suportu:

$$v_{sup \max} = \omega_{sup} \cdot r_{kl} = 2 \cdot \pi \cdot n_{2sup} \cdot r_{kl} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{18}{60} \cdot 30 = 56 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.5)$$

Z výpočtu je zřejmé, že maximální rychlost posuvu suportu je $56 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$, pro regulaci rychlosti byl použit frekvenční měnič, který není součástí řešení této práce.

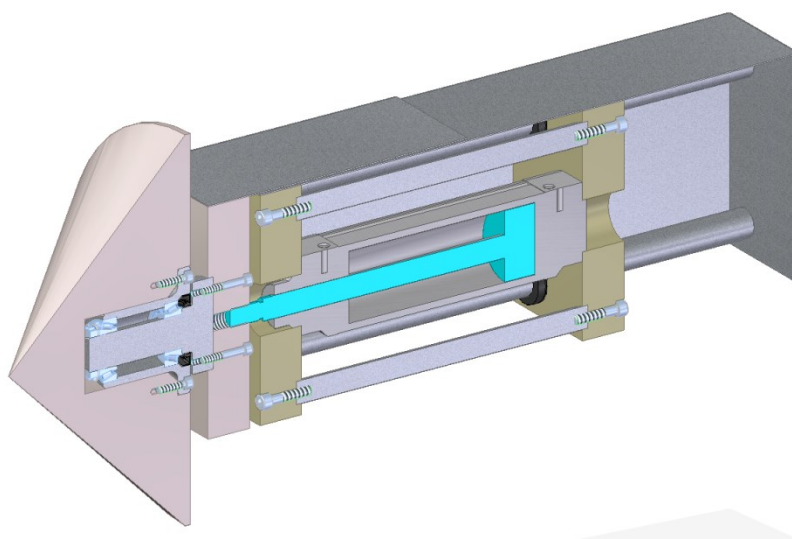
3 Konstrukční návrh nosné části

Tato část byla zaměřena na silové účinky, které vznikají během brusného procesu. Hlavní složkou zatěžující síly je vlastní tíha broušené trubky a méně významné zatížení vznikající přitlakem brusného kotouče.

Reakce vyvozené zatížením jsou závislé na způsobu upnutí. Přáním zákazníka bylo použít z jedné strany sklíčidlo a z druhé trubku podepřít koníkem.

3.1 Návrh koníku

Koník byl navržen z 3 hlavních částí.



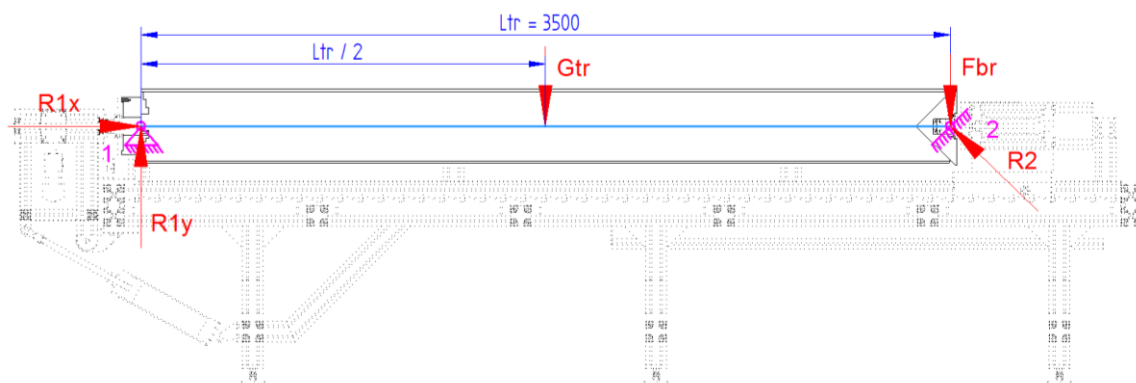
Obr. 3.1 - Řez koníkem

- Pohyblivá část - Kužel uložený v ložiskovém pouzdře a připevněný k posuvné desce, která je vedená lineárními tyčemi
- Pevná část - Sestava dvou pevných desek, které byly spojeny táhly. V těchto deskách jsou uloženy kuličková pouzdra, kterými je vedená pohyblivá část.
- Pneumatický válec - Zdroj přitlačné síly.

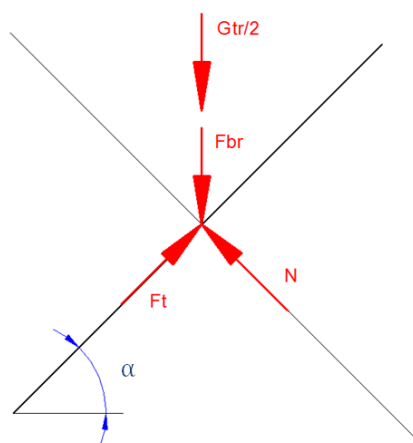
3.1.1 Určení velikosti přitlačné síly koníku

Pro určení maximálních reakčních účinků v podporách bylo uvažováno s maximálním průměrem trubky $D_{trmax} = 320 \text{ mm}$, s tloušťkou stěny 8 mm a maximální délkou $L_{trmax} = 3500 \text{ mm}$.

Pro zjednodušení výpočtu jsem trubku nahradil absolutně tuhým nosníkem s vazbami dle obrázku č. 3.2.



Obr. 3.2 - Schéma zjednodušeného rozkladu sil



Obr. 3.3 - Detailní rozložení sil v bodě 2

$$G_{tr} = m_{tr} \cdot g = 215 \cdot 9,81 = 2109 \text{ N} \quad (3.1)$$

$$F_t = N \cdot f \quad (3.2)$$

$$\sum F_x = 0 = F_t - \frac{G_{tr}}{2} \cdot \sin \alpha = N \cdot f_k - \frac{G_{tr}}{2} \cdot \sin \alpha - F_{br} \cdot \sin \alpha \rightarrow N = \frac{\frac{G_{tr}}{2} \sin \alpha + F_{br} \cdot \sin \alpha}{f_k} =$$

$$\frac{\frac{2109}{2} \sin 45 + 100 \cdot \sin 45}{0,2} = 4081,8 \text{ N} \quad (3.3)$$

$$F_k = N \cdot \sin \alpha = 4081,8 \cdot \sin 45 = 2886 \text{ N} \quad (3.4)$$

Tabulka 3.1 - Parametry pneumatického válce [6]

Průměr pístu [mm]	32	40	50	63	80	100	125
Vysouvací síla při 0,6 MPa [N]	482	754	1178	1870	3015	4713	7363
Vysouvací síla při 0,6 MPa [N] s průběžnou pístní tyčí	415	633	990	1682	2720	4418	6880
Zasouvací síla při 0,6 MPa [N]	415	633	990	1682	2720	4418	6880
Závitové připoje	G1/8"	G1/4"	G1/4"	G3/8"	G3/8"	G1/2"	G1/2"
Délka nastavitelného tlumení [mm]	17	17	17	16	20	18	28
Maximální zdvih [mm] *	1000*	1000*	1000*	1000*	1500*	1500*	2000*
Pracovní rychlost [mm/s]	50 až 500						
Minimální zdvih pro snímání polohy [mm]	17	21	25	25	25	25	25
Hmotnost základní části [kg]	0,46	0,74	1,27	1,70	2,65	3,67	5,53
Hmotnost 1 mm zdvihu [kg]	0,003	0,004	0,007	0,007	0,011	0,013	0,020
Hmotnost základní části [kg] s průběžnou pístní tyčí	0,52	0,84	1,37	1,90	2,97	4,31	6,54
Hmotnost 1 mm zdvihu [kg] s průběžnou pístní tyčí	0,004	0,006	0,009	0,009	0,015	0,017	0,026

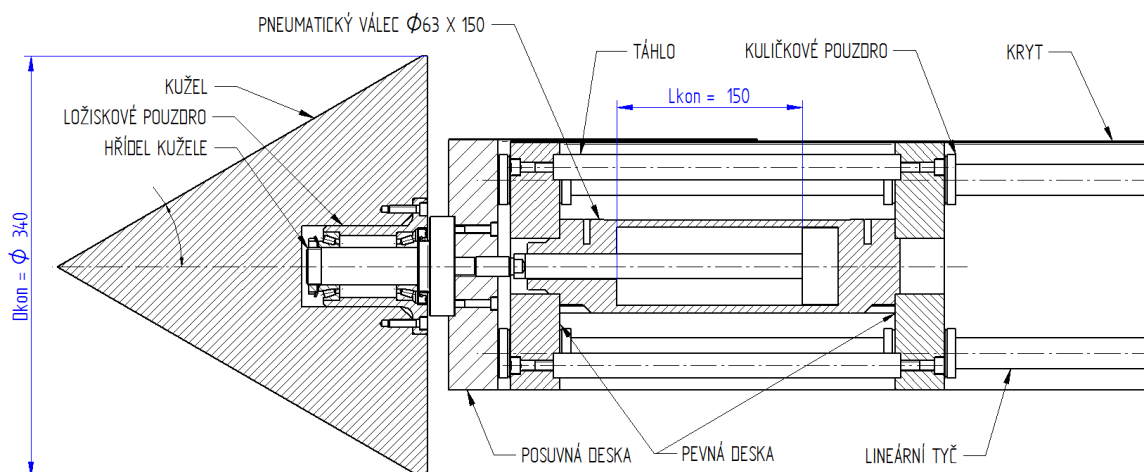
Dle tabulky by bylo nutné zvolit pneumatický válec o průměru pístu 100mm. Z rozměrových důvodů nebylo možné použití tohoto válce, a proto bylo nutné změnit vrcholový úhel kužele.

Volím nový vrcholový úhel $\alpha_1 = 30^\circ$

$$N_1 = \frac{\frac{G_{tr}}{2} \cdot \sin \alpha_1 + F_{br} \cdot \sin \alpha_1}{f_k} = \frac{\frac{2109}{2} \cdot \sin 30^\circ + 100 \cdot \sin 30^\circ}{0,2} = 2886,25 \text{ N} \quad (3.5)$$

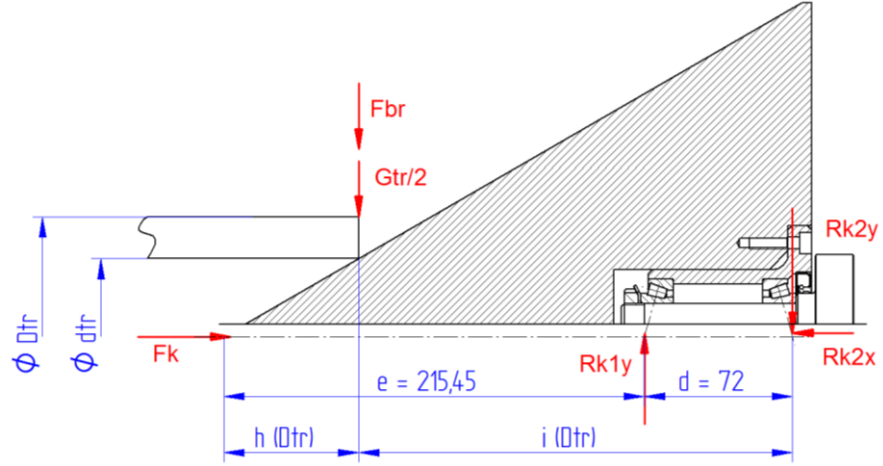
$$F_k = N_1 \cdot \sin \alpha_1 = 2886,25 \cdot \sin 30^\circ = 1443 \text{ N} \quad (3.6)$$

Byl zvolen pneumatický válec s průměrem pístu 63 mm.



Obr. 3.4 - Detailní řez koníkem

3.1.2 Kontrola ložisek kužele



Obr. 3.5 - Schéma působení reakčních sil od proměnného průměru trubky

Pro výpočet reakčních sil jsem vycházel z konstantních maximálních rozměrů trubky:

délka $L_{trmax} = 3500 \text{ mm}$

tloušťka stěny $t_{trmax} = 8 \text{ mm}$

a měrná hmotnost $\rho_{1.4462} = 7830 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Dle obrázku č. 3.5 bylo zřejmé, že hodnota tíhy G_{tr} a vzdálenosti h je závislá na průměru trubky D_{tr} .

$$D_{tr} = d_{tr} + 2 \cdot t_{trmax} \quad (3.7)$$

$$G_{tr}(D_{tr}) = V_{tr} \cdot \rho_{1.4462} = \left(\left(\frac{D_{tr}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{tr}}{2} \right)^2 \right) \cdot L_{tr} \cdot \rho_{1.4462} \quad (3.8)$$

$$\frac{h(D_{tr})}{d_{tr}} = tg\alpha_1 \rightarrow h(D_{tr}) = \frac{d_{tr}}{2} \cdot tg\alpha_1 \quad (3.9)$$

$$\sum M_o = 0 \rightarrow i(D_{tr}) \cdot \left(F_{br} + \frac{G_{tr}(D_{tr})}{2} \right) - R_{k1y} \cdot d = 0 \quad (3.10)$$

$$j = e + d \quad (3.11)$$

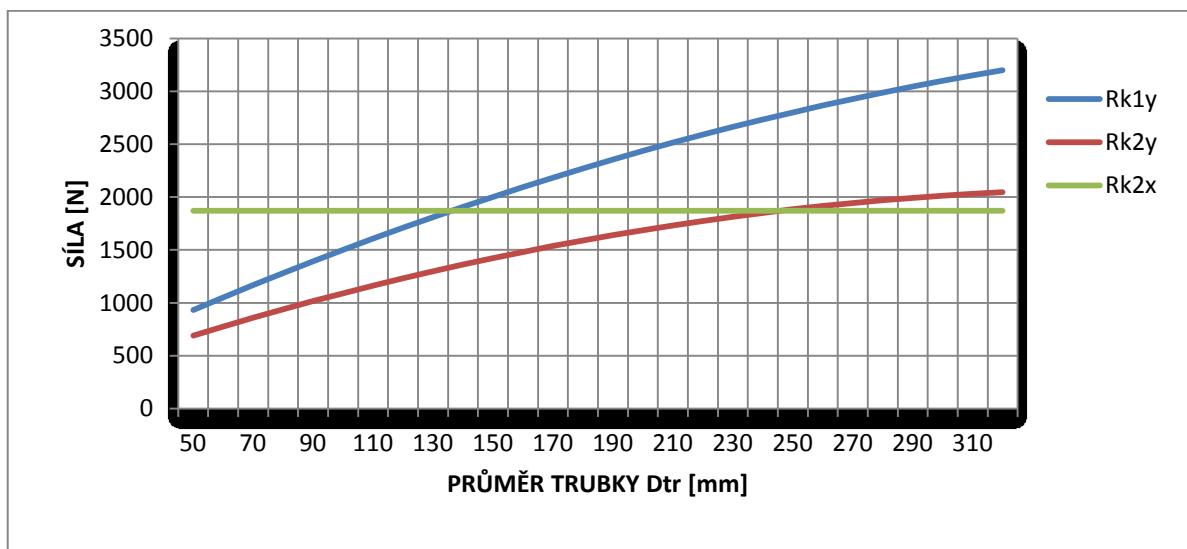
$$i(D_{tr}) = j - \frac{d_{tr}}{2} \cdot tg\alpha_1 \quad (3.12)$$

$$0 = \left(j - \frac{d_{tr}}{2} \cdot tg\alpha_1 \right) \cdot \left(F_{br} + \frac{G_{tr}(D_{tr})}{2} \right) - R_{k1y} \cdot d \rightarrow R_{k1y} = \frac{\left(j - \frac{d_{tr}}{2} \cdot tg\alpha_1 \right) \cdot \left(F_{br} + \frac{G_{tr}(D_{tr})}{2} \right)}{d} \quad (3.13)$$

$$\sum F_y = 0 = -F_{br} - \frac{G_{tr}(D_{tr})}{2} + R_{k1y} - R_{k2y} \rightarrow R_{k2y} = -F_{br} - \frac{G_{tr}(D_{tr})}{2} + R_{k1y} \quad (3.14)$$

$$R_{k2x} = F_k = 1443 \text{ N}$$

Dle výsledných rovnic byla vytvořena tabulka v programu Excel, kde jsem dosadil průměry trubek od $D_{trmin} = 50mm$ po $10mm$ až do $D_{trmax} = 320mm$. Výsledkem je graf závislosti velikosti reakčních sil na průměru trubky.



Obr. 3.6 - Znázornění reakčních sil v závislosti na D_{tr}

Dle grafu je patrné, že nejvyšších reakčních sil v ložiskách je při maximálním průměru trubky $D_{trmax} = 320mm$.

Výsledné maximální hodnoty reakcí:

$$R_{k1y} = 3200 \text{ N}$$

$$R_{k2y} = 2046 \text{ N}$$

$$R_{k2x} = 1443 \text{ N}$$

Pro požadovanou velikost byla zvolena dvě kuželíková ložiska, složené do tandemu, od firmy **SKF 32006X/Q** s rozměry dle obrázku č. 3.7.

Hlavní rozměry			Únosnost dyna- mická C	Únosnost sta- tická C ₀	Mezní únavové zatížení P ₀	Připustné otáčky Refe- renční otáčky	Mezní otáčky	Hmot- nost	Označení	Rozmě- rová ř. podle ISO 35 (ABMA)
d	D	T								
mm			kN	kN	kN	min ⁻¹		kg	–	
15	42	14,25	22,4	20	2,08	13 000	18 000	0,095	30302 J2	2FB
17	40	13,25	19	18,6	1,83	13 000	18 000	0,075	30203 J2	2DB
	47	15,25	28,1	25	2,75	12 000	16 000	0,13	30303 J2	2FB
	47	20,25	34,7	33,5	3,65	11 000	16 000	0,17	32303 J2/Q	2FD
20	42	15	24,2	27	2,7	12 000	16 000	0,097	32004 X/Q	3CC
	47	15,25	27,5	28	3	11 000	15 000	0,12	30204 J2/Q	2DB
	52	16,25	34,1	32,5	3,6	11 000	14 000	0,17	30304 J2/Q	2FB
	52	22,25	44	45,5	5	10 000	14 000	0,23	32304 J2/Q	2FD
22	44	15	25,1	29	2,85	11 000	15 000	0,10	320/22 X	3CC
25	47	15	27	32,5	3,25	11 000	14 000	0,11	32005 X/Q	4CC
	52	16,25	30,8	33,5	3,45	10 000	13 000	0,15	30205 J2/Q	3CC
	52	19,25	35,8	44	4,65	9 500	13 000	0,19	32205 BJ2/Q	5CD
	52	22	54	56	6	10 000	13 000	0,23	* 33205/Q	2DE
	62	18,25	44,6	43	4,75	9 000	12 000	0,26	30305 J2	2FB
	62	18,25	38	40	4,4	7 500	11 000	0,26	31305 J2	7FB
	62	25,25	60,5	63	7,1	8 000	12 000	0,36	32305 J2	2FD
28	52	16	36,5	38	4	10 000	13 000	0,15	* 320/28 X/Q	4CC
	58	17,25	38	41,5	4,4	9 000	12 000	0,25	302/28 J2	–
	58	20,25	41,8	50	5,5	8 500	12 000	0,25	322/28 BJ2/Q	5DD
30	55	17	35,8	44	4,55	9 000	12 000	0,17	32006 X/Q	4CC
	58	17,25	40,2	44	4,8	8 500	11 000	0,23	30206 J2/Q	3DB
	62	21,25	50,1	57	6,3	8 500	11 000	0,28	32206 J2/Q	3DC
	62	21,25	49,5	58,5	6,55	8 000	11 000	0,30	32206 BJ2/QCL7CVA606	5DC
	62	25	64,4	76,5	8,5	7 500	11 000	0,37	33206/Q	2DE

Obr. 3.7 - Výpočtové hodnoty ložisek [8]

dynamická únosnost $C_{32006} = 35,8 \text{ kN}$

Výpočtové součinitele: $e_{32006} = 0,43$; $Y_{32006} = 1,4$

3.1.2.1 Kontrola ložisek v bodě 1

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e_{32006} \rightarrow P = F_r \quad (3.15)$$

$$\frac{F_a}{F_r} \geq e_{32006} \rightarrow P = 0,4 \cdot F_r + Y_{32006} \cdot F_a \quad (3.16)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{R_{k1x}}{R_{k1y}} = \frac{0}{3930} = 0 \rightarrow 0 \leq 0,43 \quad (3.17)$$

$$P_{k1} = R_{k1y} = 3200 \text{ N} \quad (3.18)$$

Základní životnost v otáčkách:

$$L_{10 \text{ k1}} = \left(\frac{C_{32006}}{P_{k1}} \right)^p = \left(\frac{35800}{3200} \right)^{\frac{10}{3}} = 3131,7 \text{ mil. ot.} \quad (3.19)$$

pro kuželíkové ložisko $p = \frac{10}{3}$ (katalog SKF)

Základní životnost v hodinách:

$$L_{10h \text{ k1}} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{tr}} \cdot L_{10 \text{ k1}} = \frac{10^6}{60 \cdot 100} \cdot 3131,7 = 521 \, 950 \text{ h} \quad (3.20)$$

3.1.2.2 Kontrola ložisek v bodě 2

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e_{32006} \rightarrow P = F_r \quad (3.21)$$

$$\frac{F_a}{F_r} \geq e_{32006} \rightarrow P = 0,4 \cdot F_r + Y_{32006} \cdot F_a \quad (3.22)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{R_{k2x}}{R_{k2y}} = \frac{1443}{2046} = 0,7 \rightarrow 0,7 \geq 0,43 \quad (3.23)$$

$$P_{k2} = 0,4 \cdot F_r + Y_{32006} \cdot F_a = 0,4 \cdot R_{k2y} + Y_{32006} \cdot R_{k2x} = 0,4 \cdot 2046 + 1,4 \cdot 1443 = 2839 \text{ N} \quad (3.24)$$

Základní životnost v otáčkách:

$$L_{10 \text{ k2}} = \left(\frac{C_{32006}}{P_{k2}} \right)^p = \left(\frac{35800}{2839} \right)^{\frac{10}{3}} = 4667 \text{ mil. ot.} \quad (3.25)$$

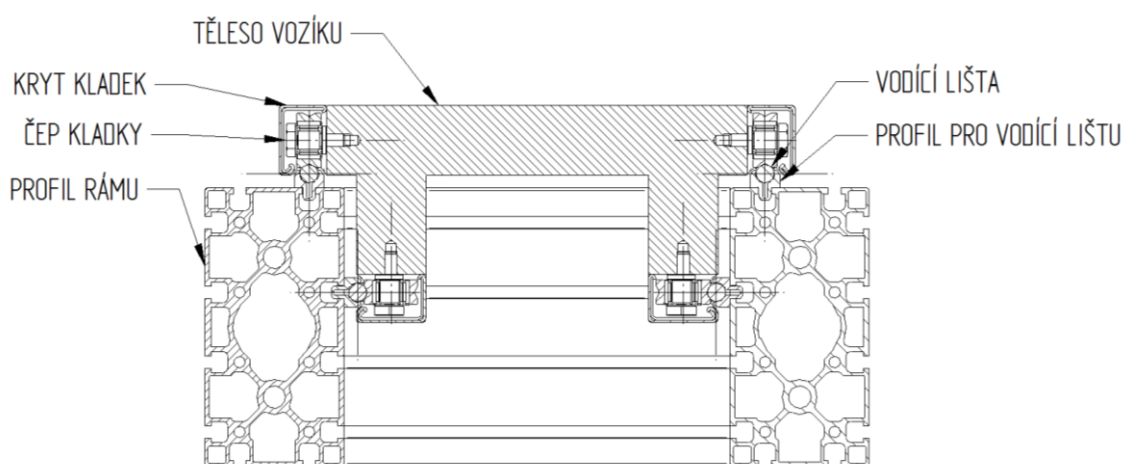
pro kuželíkové ložisko $p = \frac{10}{3}$ (katalog SKF)

Základní životnost v hodinách:

$$L_{10h \text{ k2}} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{tr}} \cdot L_{10 \text{ k2}} = \frac{10^6}{60 \cdot 100} \cdot 4667 = 777 \text{ 833 h} \quad (3.26)$$

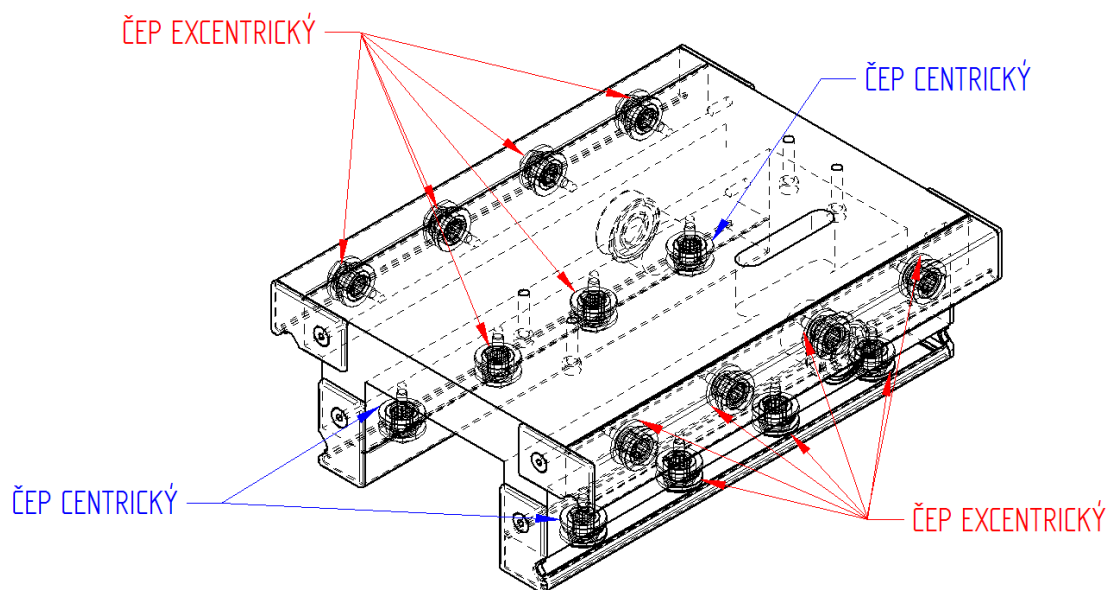
3.1.3 Návrh vedení koníku

Vedení koníku bylo provedeno obdobně jako u suportu brusky s rozdílem počtu a uspořádání vodících tyčí.



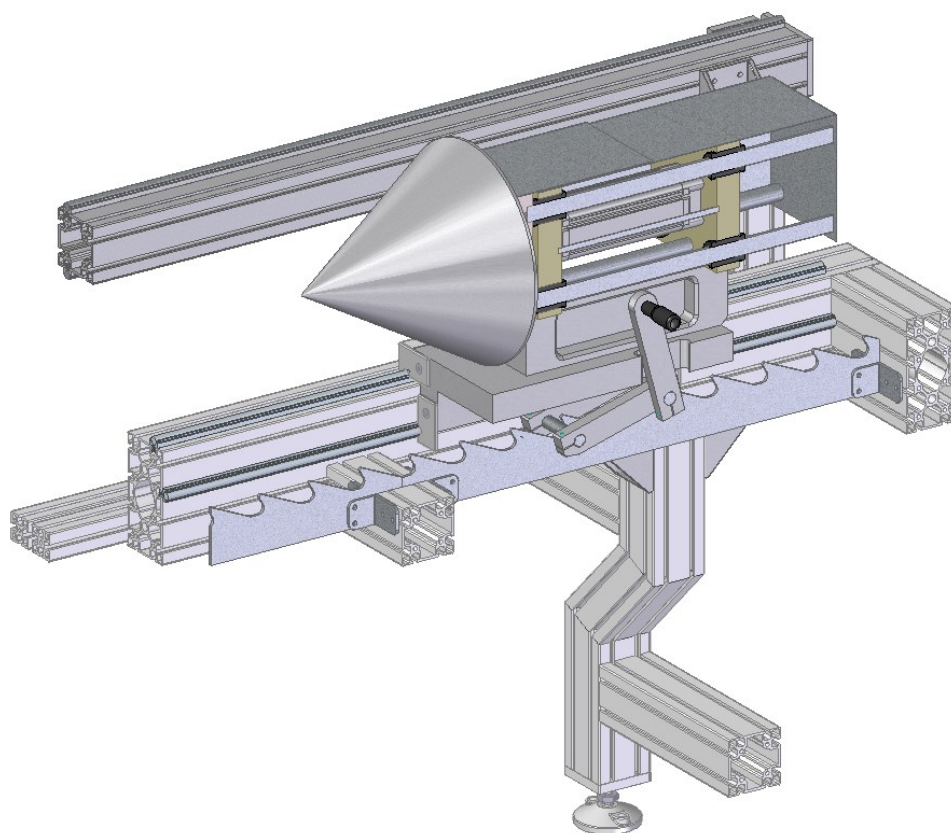
Obr. 3.8 - Příčný řez vedením koníku

Rozmístění centrických a excentrických čepů bylo zobrazeno na obrázku č. 3.9.

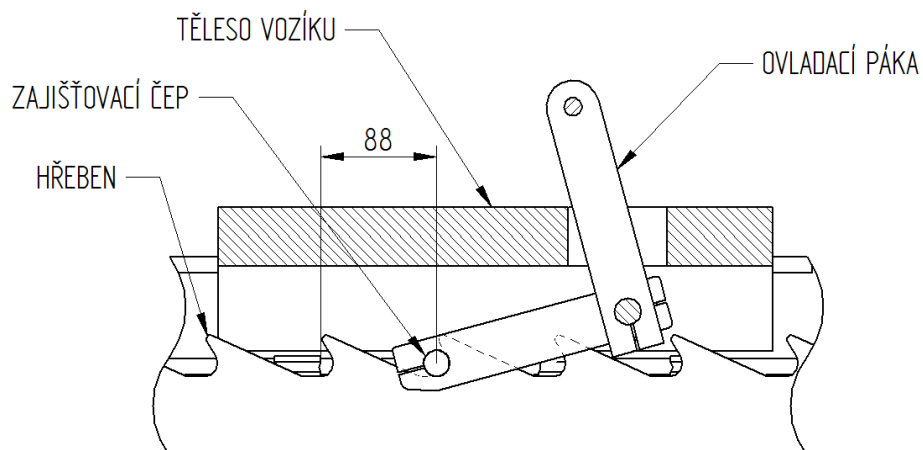


Obr. 3.9 - Schéma rozložení čepů

Návrh zajištění koníku proti posunu:



Obr. 3.10 - Detail zajištění koníku

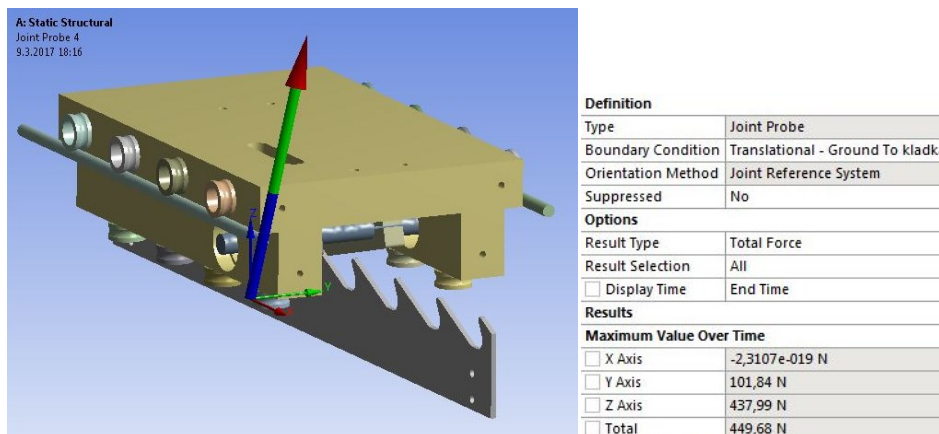


Obr. 3.11 - Schéma zajištění koníku proti axiálnímu posunutí

Kontrola kladek koníku:

Z důvodu staticky neurčité úlohy a celkové tuhosti vedení koníku, byla kontrola provedena v programu ANSYS WORKBENCH 15.0. Při výpočtu bylo předpokládáno s největším, možným zatížením, to je s maximálním průměrem trubky $D_{trmax} = 320 \text{ mm}$ a působením přitlačné síly broušení $F_{brmax} = 100 \text{ N}$ na konci trubky.

Pro zjednodušení výpočtu byly vodící tyče nastaveny jako RIGIT (absolutně tuhé).



Obr. 3.12 - Maximální reakce v krajní kladce

Z katalogu firmy ALUTEC K&K byly odečteny mezní hodnoty zatížení kladky.

$$F_{klrad} = 1500 \text{ N}$$

$$F_{klax} = 500 \text{ N}$$

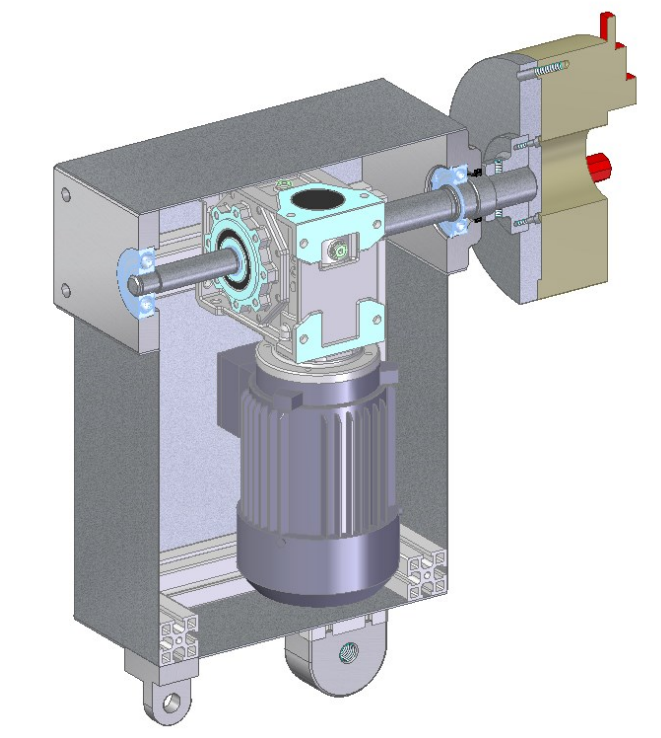
Z výpočtu je patrné, že reakce v kladce je menší než je dovolené zatížení.

3.2 Návrh vřetena

Při návrhu vřetena bylo nutné splnit tři hlavní kritéria

- Pohodlné upnutí trubky
- Zajistit plynulý plně regulovatelný otáčivý pohyb vřetena
- Pro další využití, možnost sklopení vřetena o 90°

Konstrukce se skládá z hliníkového rámu stavebnicového systému ALUTEC K&K. K rámu jsou připevněné duralové desky, ve kterých jsou osazena radiální kuličková ložiska pro uložení hřídele. Hřídel se sklíčidlem je poháněna elektromotorem přes šnekovou převodovku. Použita ložiska jsou v provedení 2RS. Ze strany sklíčidla je těsnění zvýšeno pomocí hřídelového těsnicího kroužku. Použitím těsnění a přesných krytů, je vřeteno prachotěsné.



Obr. 3.13 - Řez vřetenem

Upnutí trubky bylo provedeno pomocí sklíčidla firmy TOS Svitavy. Velikost sklíčidla volím 250 - hmotnost $m_{skl} = 21,5 \text{ kg}$

Volba motoru a převodovky:

Tabulka 3.2 - Parametry převodovky [7]

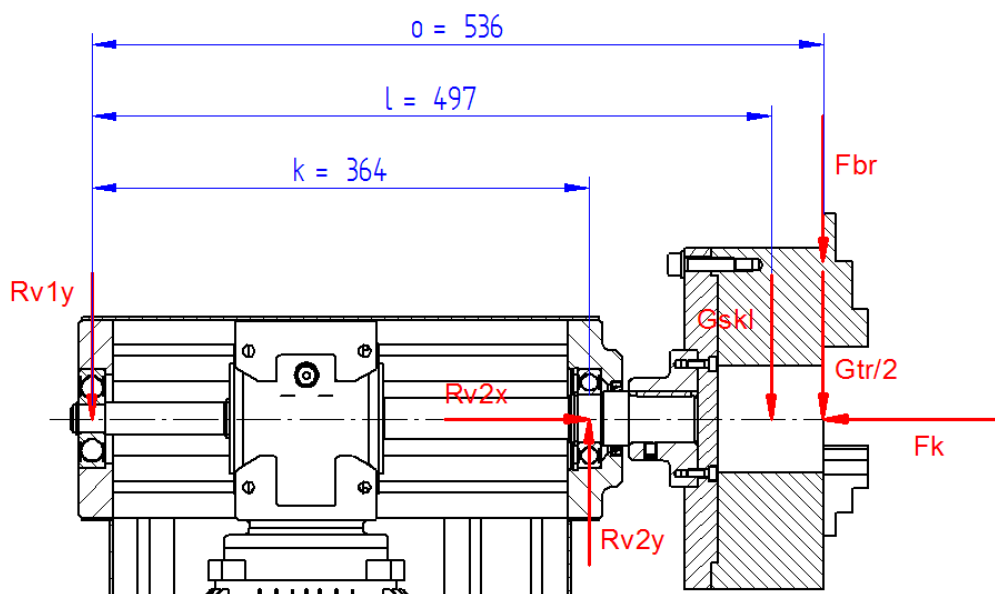
MKT 63 2 pól. motor, 2800 min ⁻¹					MKT 63 4 pól. motor, 1400 min ⁻¹					MKT 63 6 pól. motor, 900 min ⁻¹				
i	n ₂	Mk ₂	P ₁	Účinn.	i	n ₂	Mk ₂	P ₁	Účinn.	i	n ₂	Mk ₂	P ₁	Účinn.
-	[min ⁻¹]	[Nm]	[kW]	[%]	-	[min ⁻¹]	[Nm]	[kW]	[%]	-	[min ⁻¹]	[Nm]	[kW]	[%]
7,8	361	115	4,71	92	7,8	181	137	2,90	91	7,8	116	153	2,09	89
9,7	290	120	4,01	91	9,7	145	143	2,47	89	9,7	93	160	1,79	87
12,7	221	114	2,94	90	12,7	111	136	1,83	87	12,7	71	152	1,33	85
15,5	181	123	2,67	87	15,5	90	146	1,65	85	15,5	58	164	1,21	82
19,5	144	116	2,03	86	19,5	72	138	1,27	83	19,5	46	155	0,94	79
24,5	114	111	1,59	84	24,5	57	132	1,00	80	24,5	37	148	0,74	77
30	93	134	1,70	77	30	47	160	1,07	74	30	30	179	0,79	72
40	70	129	1,24	76	40	35	153	0,80	71	40	23	171	0,60	67
50	56	122	0,98	73	50	28	145	0,64	67	50	18	162	0,49	63
60	47	116	0,81	70	60	23	138	0,53	64	60	15	155	0,41	59
80	35	106	0,60	65	80	18	126	0,40	59	80	11	141	0,31	53
100	28	105	0,51	61	100	14	125	0,34	54	100	9	140	0,27	48

Byl zvolen elektromotor o výkonu 0,75 kW s 1400 ot · min⁻¹ a převodovka MKT 63 s převodovým poměrem $i_{vřet} = 12,7$.

Maximální výsledné otáčky vřetena $n_{vřetmax} = 111 \text{ min}^{-1}$.

3.2.1 Kontrolní výpočty

3.2.1.1 Kontrola ložisek



Obr. 3.14 - Schéma reakčních sil ve vřetenu

$$G_{skl} = m_{skl} \cdot g = 21,5 \cdot 9,81 = 211 \text{ N} \quad (3.27)$$

$$\sum M_{o1} = 0 = -R_{v2y} \cdot k + G_{skl} \cdot l + \left(\frac{G_{tr}}{2} + F_{br} \right) \cdot o \rightarrow R_{v2y} = \frac{G_{skl} \cdot l + \left(\frac{G_{tr}}{2} + F_{br} \right) \cdot o}{k} =$$

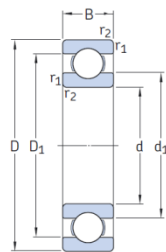
$$\frac{211 \cdot 497 + \left(\frac{2109}{2} + 100 \right) \cdot 536}{364} = 1988 \text{ N} \quad (3.28)$$

$$\sum F_y = 0 = -R_{v1y} + R_{v2y} - G_{skl} - \frac{G_{tr}}{2} - F_{br} \rightarrow R_{v1y} = R_{v2y} - G_{skl} - \frac{G_{tr}}{2} - F_{br} = 1988 - 211 - \frac{2109}{2} - 100 = 622 \text{ N} \quad (3.29)$$

$$R_{v2x} = F_k = 1443 \text{ N}$$

Kontrola ložiska v bodě 1:

Použito jednořadé kuličkové ložisko 6404



Hlavní rozměry			Únosnost dyna- mická C	sta- tická C ₀	Mezní únarové zatížení P ₀	Připustné otáčky		Hmotnost	Označení
d	D	B				Referenční otáčky	Mezní otáčky		
mm			kN		kN	min ⁻¹		kg	-
12	21	5	1,43	0,67	0,028	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,25	0,98	0,043	67 000	40 000	0,011	61901
	28	8	5,4	2,36	0,10	60 000	38 000	0,022	* 6001
	30	8	5,07	2,36	0,10	56 000	34 000	0,023	16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	* 6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,060	* 6301
15	24	5	1,56	0,8	0,034	60 000	38 000	0,0074	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,025	* 16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,030	* 6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	* 6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	* 6302
17	26	5	1,68	0,93	0,039	56 000	34 000	0,0082	61803
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,018	61903
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,032	* 16003
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,039	* 6003
	40	9	9,56	4,75	0,2	38 000	24 000	0,048	98203
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	* 6203
20	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	6203 ETN9
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,12	* 6303
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	6403
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	61804
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,038	61904
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,050	* 16004
25	42	9	7,93	4,5	0,19	38 000	24 000	0,051	98204 Y
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,069	* 6004
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	* 6204
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,096	6204 ETN9
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	* 6304
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	6304 ETN9
30	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,40	6404

Obr. 3.15 - Výpočtové hodnoty ložiska [8]

dynamická únosnost $C_{6404} = 30,7 \text{ kN}$

Výpočtové součinitele: $e_{32006} = 0,43$; $Y_{32006} = 1,4$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

Za předpokladu, že je ložisko namáháno pouze radiální silou tak platí vztah:

$$P_{v1} = F_r = R_{v1y} = 622 \text{ N}$$

Základní životnost v otáčkách:

$$L_{10 \text{ } v1} = \left(\frac{C_{6404}}{P_{v1}} \right)^p = \left(\frac{30700}{622} \right)^3 = 120238 \text{ mil. ot.} \quad (3.30)$$

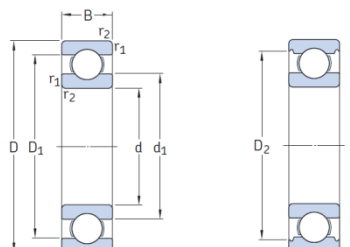
pro kuličkové ložisko $p = 3$ (katalog SKF)

Základní životnost v hodinách:

$$L_{10h \text{ } v1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{tr}} \cdot L_{10 \text{ } v1} = \frac{10^6}{60 \cdot 100} \cdot 120238 = 20039666 \text{ h} \quad (3.31)$$

Kontrola ložiska v bodě 2:

Použito jednořadé kuličkové ložisko 6207



Hlavní rozměry			Únosnost dynamická C	Únosnost statická C ₀	Mezní únarové zatížení P _u	Připustné otáčky		Hmotnost	Označení
d	D	B				Referenční otáčky	Mezní otáčky		
mm			kN		kN	min ⁻¹		kg	–
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080	* 6005
	52	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078	98205
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,21	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,18	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	98206
	62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	6406
35	47	7	4,75	3,2	0,17	28 000	18 000	0,030	61807
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	16 000	0,080	61907
	62	9	13	8,15	0,38	24 000	15 000	0,11	* 16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,16	* 6007
	72	17	27	15,3	0,66	20 000	13 000	0,29	6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,27	6207 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,82	19 000	12 000	0,44	6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,95	6407

Obr. 3.16 - Výpočtové hodnoty ložiska [8]

dynamická únosnost $C_{6207} = 31,2 \text{ kN}$

statická únosnost $C_{o6207} = 17,6 \text{ kN}$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$f_o = \frac{F_a}{C_o} = \frac{R_{v2x}}{C_{o6207}} = \frac{1443}{17600} = 0,082 \quad (3.32)$$

Výpočtové součinitele pro jednořadá kuličková ložiska									
f ₀ F _a /C ₀	Normální vůle			Vůle C3			Vůle C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	2,77	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Mezilehlé hodnoty lze určit lineární interpolací.

Obr. 3.17 - Výpočtové součinitele [8]

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{R_{v2x}}{R_{v2y}} = \frac{1443}{1988} = 0,72 \geq e \rightarrow P_{v2} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = X \cdot R_{v2y} + Y \cdot R_{v2x} = 0,56 \cdot 1988 + 2,3 \cdot 1443 = 4432 \text{ N} \quad (3.33)$$

Základní životnost v otáčkách:

$$L_{10\ v2} = \left(\frac{C_{6404}}{P_{v2}} \right)^p = \left(\frac{31200}{4432} \right)^3 = 349 \text{ mil. ot.} \quad (3.34)$$

pro kuličkové ložisko $p = 3$ (katalog SKF)

Základní životnost v hodinách:

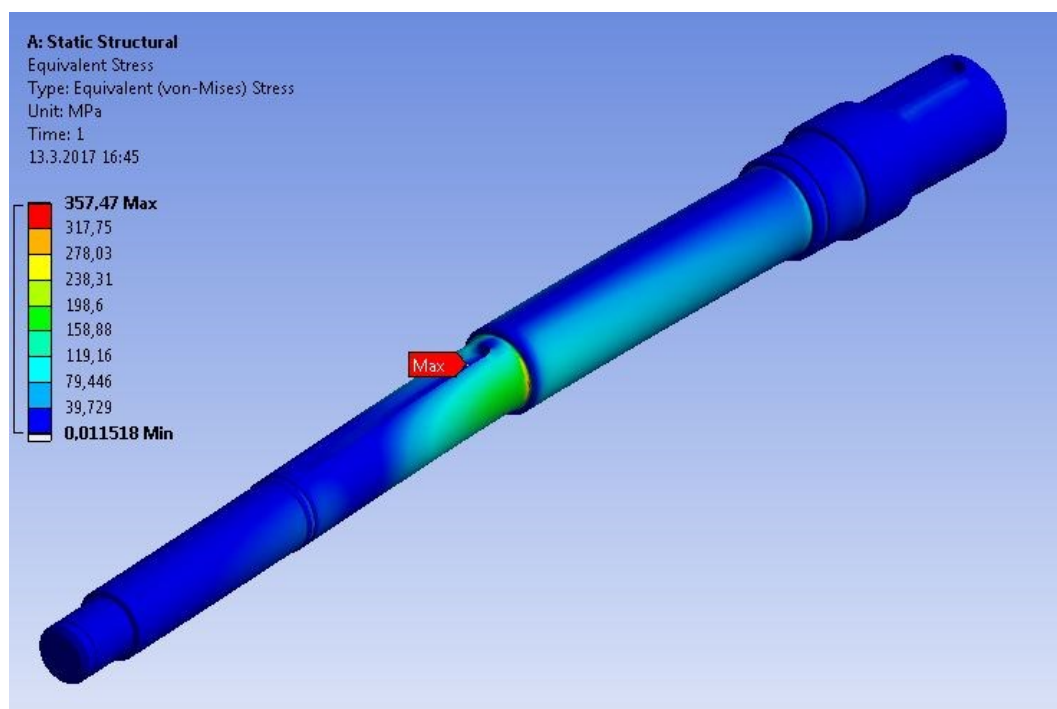
$$L_{10h\ v2} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{tr}} \cdot L_{10\ v2} = \frac{10^6}{60 \cdot 100} \cdot 349 = 58166 \text{ h} \quad (3.35)$$

3.2.1.2 Kontrola hřídele vřetena

Kontrola hnací hřídele vřetena byla provedena v programu ANSYS WORKBENCH 15.0. Tento výpočet byl proveden pouze staticky ačkoli je zjevné, že hřídel je namáhána dynamicky. Vzhledem k rozsahu a složitosti výpočtu, tento výpočet nebyl proveden.

Mez únavy bývá přibližně 30% z meze pevnosti R_m . Tato hřídel byla provedena z materiálu 42CrM04 a $R_{m42CrM04} = 1200 \text{ MPa}$ [9]

$$\text{- přibližná mez únavy: } \sigma_c = 0,3 \cdot R_{m42CrM04} = 0,3 \cdot 1200 = 400 \text{ MPa.} \quad (3.36)$$

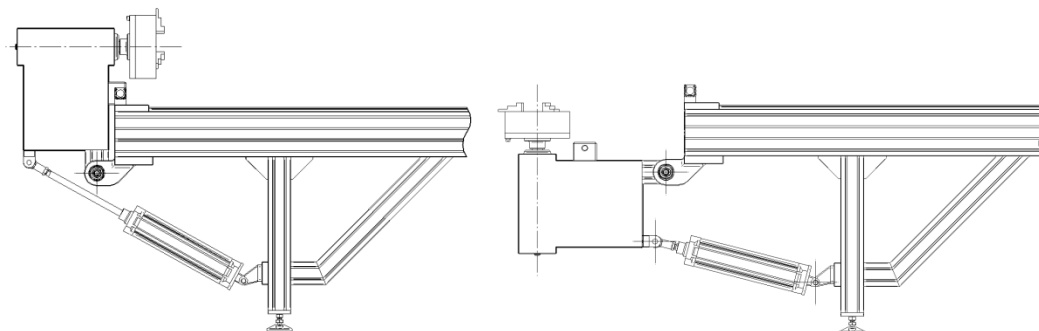


Obr. 3.18 - Kontrola hřídele v MKP dle hypotézy HMM

Maximální hodnota napětí se nachází v přechodu dvou průměrů. Toto napětí je úzce spjato s velikostí zaoblení.

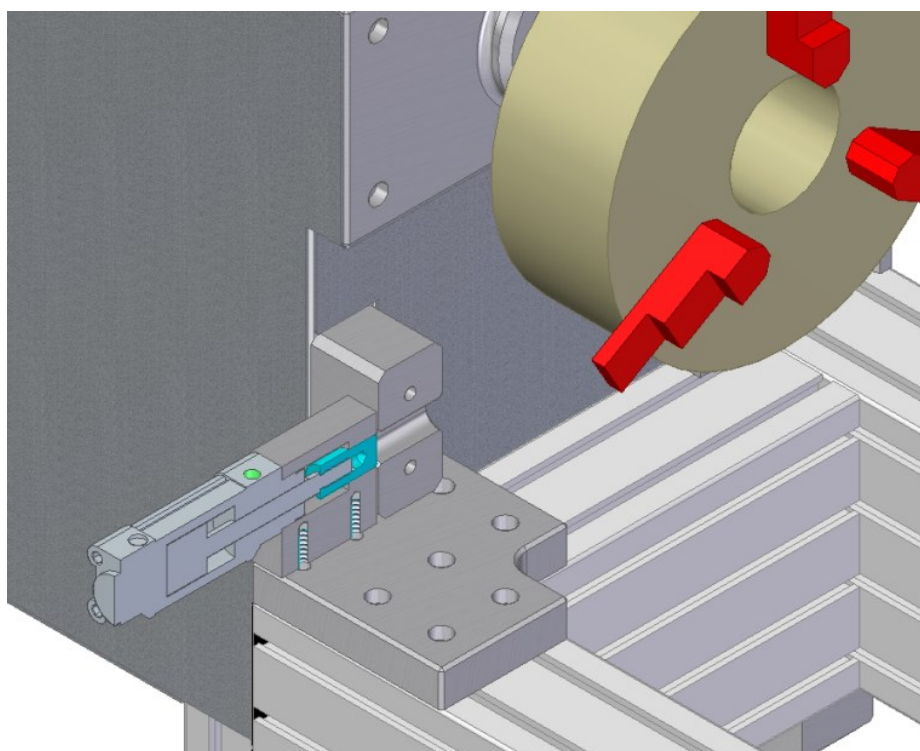
3.2.2 Naklápění vřetena

Sklápění vřetena bylo provedeno pomocí pneumatického válce.



Obr. 3.19 - Schéma sklopení vřetena

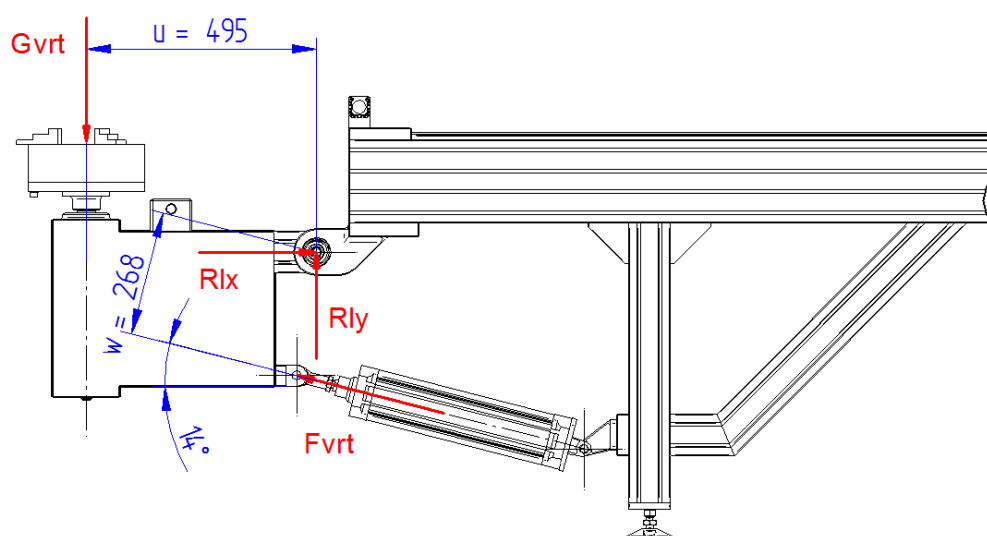
Z hlediska bezpečnosti bylo nutné zajistit horní polohu vřetena. Při ztrátě tlaku nebo přetržení hadice by mohlo vřeteno samovolně spadnout dolů. A proto bylo vřeteno v horní části vybaveno pneumatickými zámky, které zajistily bezpečné provozování tohoto stroje.



Obr. 3.20 - Řez pneumatickým zámekem

3.2.2.1 Návrh pneumatického válce

Z obrázku bylo zřejmé, že největší reakce bude působit při sklopeném vřetenu.



Obr. 3.21 - Schéma reakčních sil od zvedání vřetene

$$G_{vrt} = (m_{skl} + m_{ram} + m_{prev.+mot}) \cdot g = (21,5 + 59 + 17) \cdot 9,81 = 956,5 \text{ N} \quad (3.37)$$

$$F_{vrt} = \frac{G_{vrt} \cdot u}{w} = \frac{956,5 \cdot 495}{268} = 1765 \text{ N} \quad (3.38)$$

Tabulka 3.3 - Parametry pneumatického válce [6]

Průměr pístu [mm]	32	40	50	63	80	100	125
Vysouvací síla při 0,6 MPa [N]	482	754	1178	1870	3015	4713	7363
Vysouvací síla při 0,6 MPa [N] s průběžnou pístní tyčí	415	633	990	1682	2720	4418	6880
Zasouvací síla při 0,6 MPa [N]	415	633	990	1682	2720	4418	6880
Závitové přípoje	G1/8"	G1/4"	G1/4"	G3/8"	G3/8"	G1/2"	G1/2"
Délka nastavitelného tlumení [mm]	17	17	17	16	20	18	28
Maximální zdvih [mm] *	1000*	1000*	1000*	1000*	1500*	1500*	2000*
Pracovní rychlost [mm/s]	50 až 500						
Minimální zdvih pro snímání polohy [mm]	17	21	25	25	25	25	25
Hmotnost základní části [kg]	0,46	0,74	1,27	1,70	2,65	3,67	5,53
Hmotnost 1 mm zdvihu [kg]	0,003	0,004	0,007	0,007	0,011	0,013	0,020
Hmotnost základní části [kg] s průběžnou pístní tyčí	0,52	0,84	1,37	1,90	2,97	4,31	6,54
Hmotnost 1 mm zdvihu [kg] s průběžnou pístní tyčí	0,004	0,006	0,009	0,009	0,015	0,017	0,026

Dle tabulky 3.3 volím dvojčinný pneumatický válec o průměru pístu 80 mm.

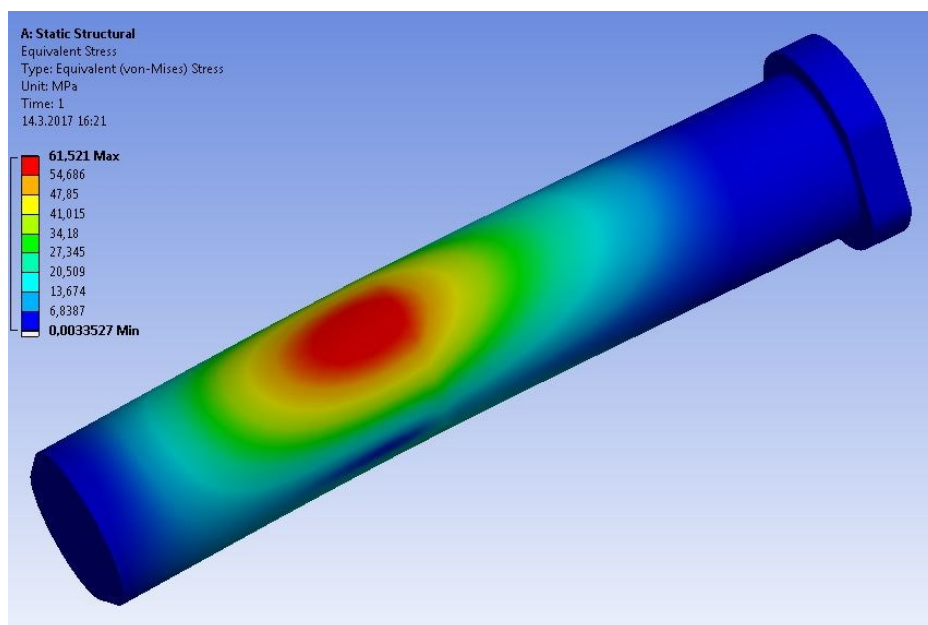
3.2.2.2 Kontrola hlavních čepů otáčení vřetene

$$\sum F_x = 0 = R_{lx} - F_{vrt} \cdot \cos 14 \rightarrow R_{lx} = F_{vrt_{max}} \cdot \cos(14) = 3015 \cdot \cos(14) = 2925 \text{ N} \quad (3.39)$$

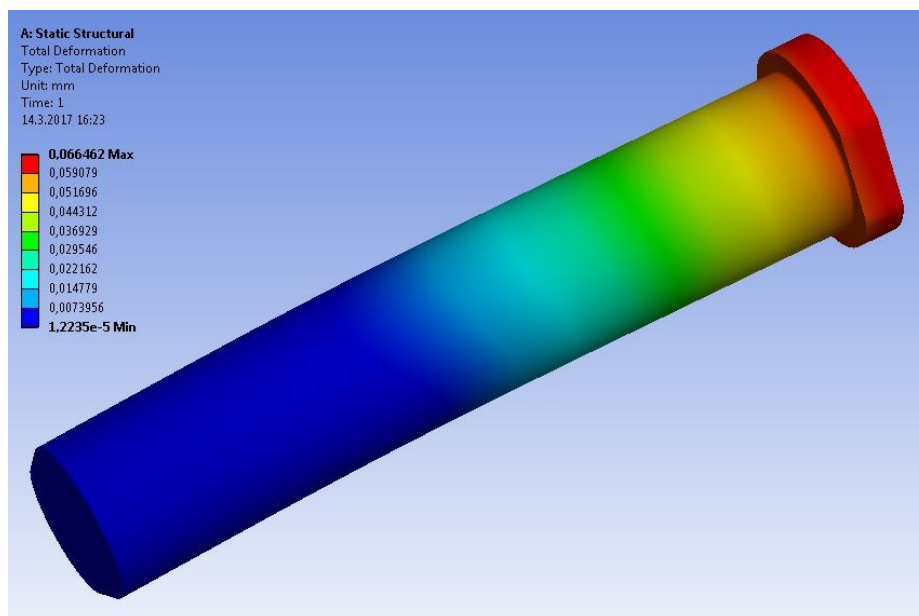
$$\Sigma F_y = 0 = R_{ly} + F_{vrt_{max}} \cdot \sin(14) - G_{vrt} \rightarrow R_{ly} = G_{vrt} - F_{vrt_{max}} \cdot \sin(14) = 956,5 - 1765 \cdot \sin(14) = 529 \text{ N} \quad (3.40)$$

Výslednice reakčních sil:

$$F_l = \sqrt{R_{lx}^2 + R_{ly}^2} = \sqrt{2925^2 + 529^2} = 2972 \text{ N} \quad (3.41)$$



Obr. 3.22 - Napětí v čepu vřetena dle hypotézy HMH



Obr. 3.23 - Deformace čepu vřetena

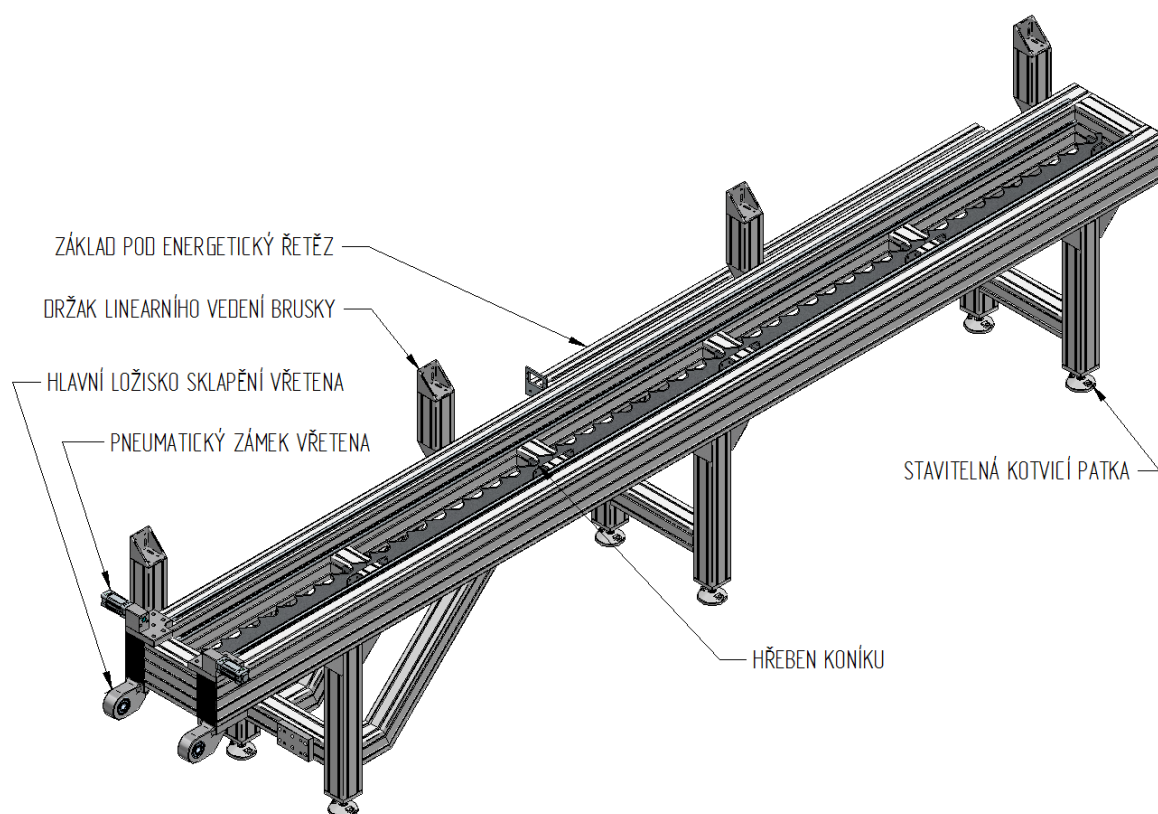
Materiál čepu 11 523 s mezí kluzu $R_{e11523} = 355 \text{ MPa}$ [10]

3.3 Návrh nosného rámu

Celá konstrukce byla provedena z hliníkového systému ALUTEC. Výhody použití právě stavebnicového systému ALUTEC:

- Úhledné provedení bez nutnosti dalších povrchových úprav
- Nízká hmotnost
- Díky profilu průřezu relativně vysoká tuhost
- Možnost snadné montáže / demontáže, případně přestavby zařízení
- Možnost snadného přichycení dalších přípravků nebo pracovních pomůcek
- Ideální řešení pro kusovou výrobu rámu jednoúčelových strojů

Popis jednotlivých částí rámu:



Obr. 3.24 - Rám brusky

4 Návrh řízení

Řízení bylo provedeno pomocí řídicího systému SIMATIC s barevným dotykovým displejem. Veškeré řídicí prvky stroje se nachází na ovládacím panelu, který je součástí suportu brusky.

4.1 Ovládací panel

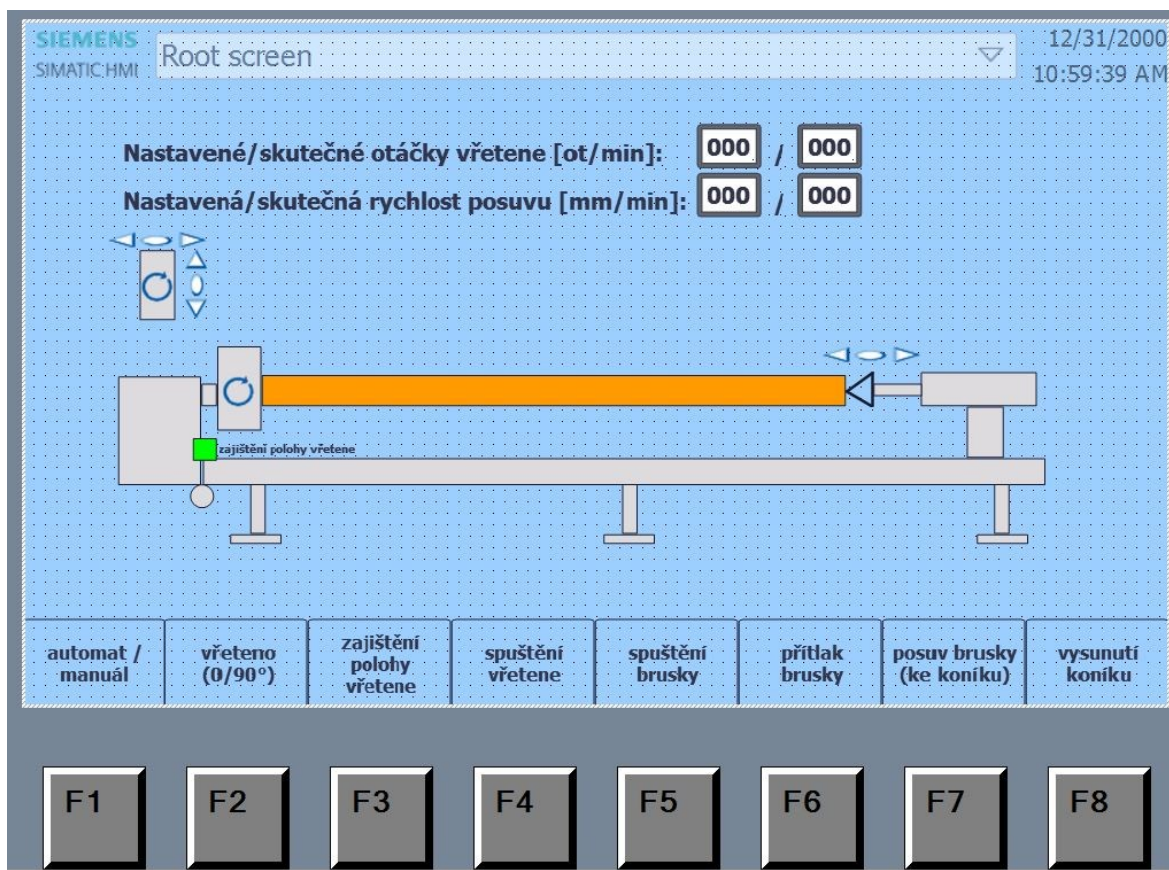
Řízení stroje bylo zaimplementováno do ovládacího panelu firmy Rittal. V ovládacím panelu jsou:

- Dotykový displej SIMATICU
- Tlačítko CENTRAL STOP
- Tlačítko pro zapnutí automatického cyklu (zelené)
- Tlačítko pro přerušení automatického cyklu (červené)



Obr. 4.1 – Ovládací panel od firmy Rittal [11]

4.2 Rozhraní operačního systému



Obr. 4.2 - Rozhraní operačního systému

Popis manuálního režimu:

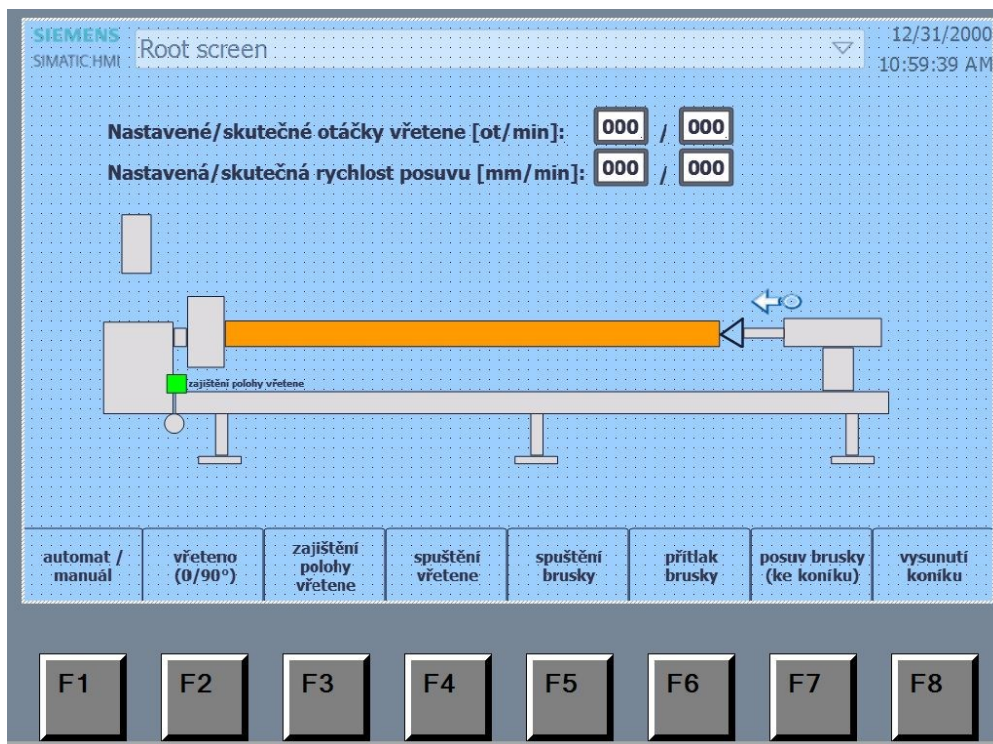
- F1 - přepnutí mezi automatickým a manuálním režimem. V manuálním režimu je možno ruční ovládní jednotlivých pohybů a funkcí
- F2 - naklápění vřetene mezi horizontální a vertikální polohou (pouze o 90°)
- F3 - zajištění/ odjištění polohy vřetene
- F4 - zapnutí / vypnutí otáček vřetene. Nastavení otáček je možné na inteligentním displeji zadáním přesné hodnoty.
- F5 - zapnutí / vypnutí otáček brusky
- F6 - sklopení brusky
- F7 - zapnutí / vypnutí pracovního posuvu suportu brusky. Rychlost posuvu možno nastavit na inteligentním displeji
- F8 - vysunutí / zasunutí pneumatického koníku

Popis automatického cyklu broušení:

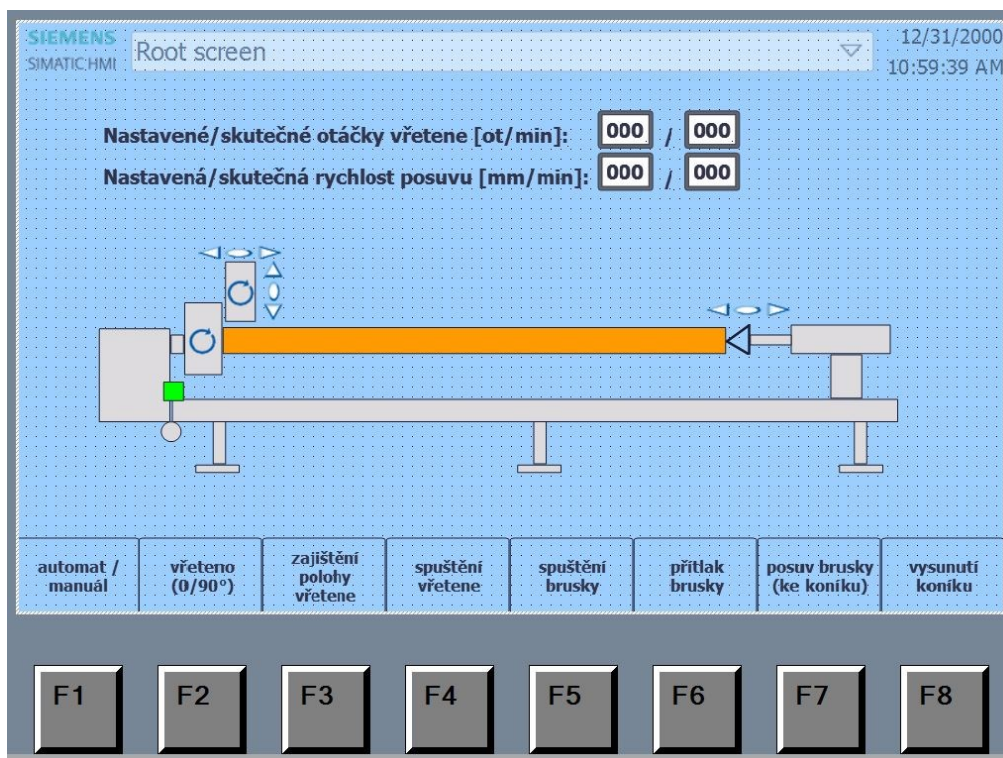
Na níže uvedených obrazcích je znázorněn automatický pracovní cyklus broušení krok po kroku.

V první fázi je bruska ve výchozí poloze. Vřeteno a brusný kotouč jsou v klidu. Ve vřetenu je upnutá trubka, která je současně z druhé strany podepřena koníkem. Po najeť do startovací polohy broušení, se vřeteno a bruska roztočí. V následné fázi dojde

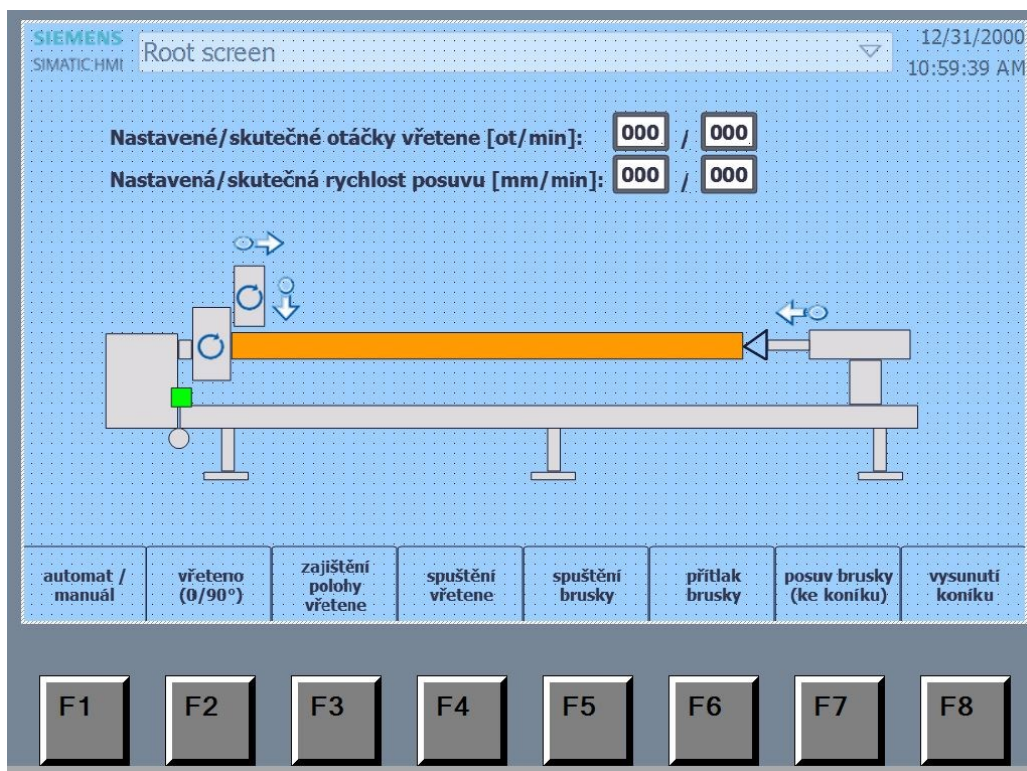
k uvolnění pneumatického přitlaku a současně k pojezdu suportu brusky. Po ukončení pracovního cyklu, dojetím na koncový spínač, se posuv zastaví a bruska se vrátí do výchozí polohy.



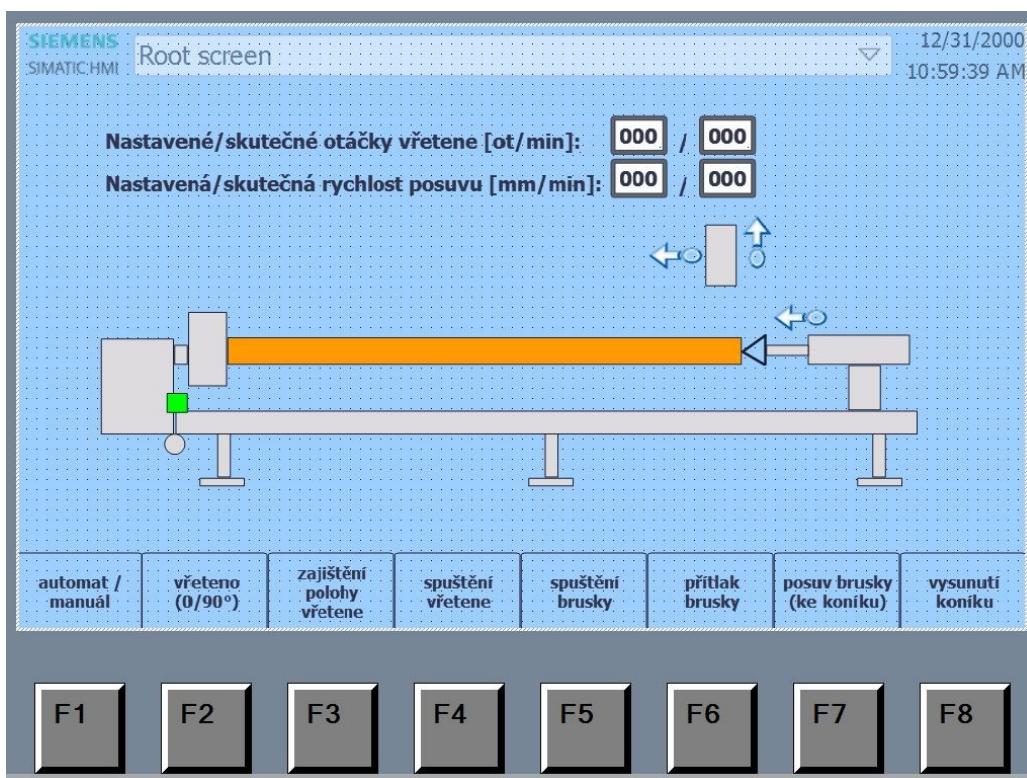
Obr. 4.3 - Bruska ve výchozí poloze



Obr. 4.4 - Bruska po najetí do startovací pozice broušení

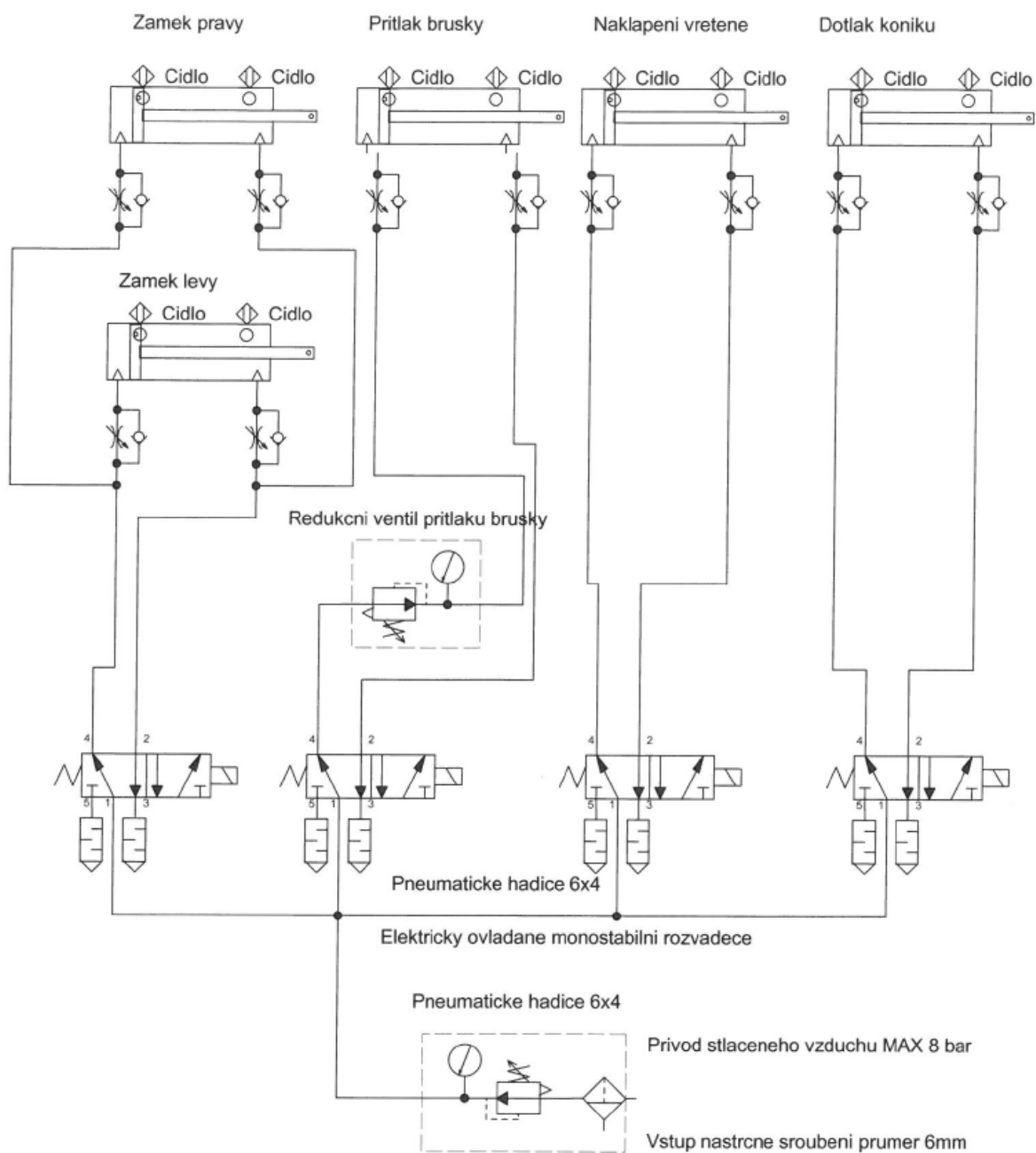


Obr. 4.5 - Start broušení



Obr. 4.6 - Ukončení broušicího cyklu a vracení do výchozí polohy

5 Pneumatické schéma



Obr. 5.1 - Pneumatické schéma

6 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout kompaktní zařízení určené pro broušení nerezových trubek včetně 3D modelu a výrobní výkresové dokumentace. Bruska byla dimenzována na maximální rozměry výrobku což je: maximální průměr trubky 320mm a délka 3500mm.

Úvodem jsem se zabýval rešerší problematiky broušení. Byly vybrány základní typy brusek, seřazené od nejjednodušších, až po plně automatizované, počítačem řízené stroje. V další části byl řešen vlastní konstrukční návrh zařízení pro broušení nerezových trubek.

Prvním řešeným konstrukčním uzlem bylo brusné ústrojí. Pro samotné broušení byla zvolena bruska POLY PTX 800 s pneumatickým přitlakem. Pojezd brusky byl proveden pomocí lineárního vedení stavebnicového systému ALUTEC. Suport je odvalován pomocí kladek po lineárních sáních a poháněn elektromotorem s šnekovou převodovkou pomocí ozubeného hřebenu.

Další část se zabývá návrhem nosné části. Trubka je upnuta mezi vřeteno a trn koníku. Přítlak koníku byl proveden pneumaticky. Zde bylo nutné vypočítat přítlačnou sílu, aby nedošlo k uvolnění trubky při samotném broušení. Pro kontrolu ložisek byla provedena analýza reakčních sil, které vznikají při změně průměru trubky. Pojezd koníku byl proveden obdobně jako u suportu brusky, ale důsledkem zatěžujících sil je zde rozdílné uspořádání a počet vodících tyčí. Rychlá a pohodlná aretace koníku je provedena pomocí hřebenu.

Vřeteno bylo uzpůsobeno stejně jako u soustruhu, které je poháněno elektromotorem přes šnekovou převodovku. Pro možnost dalšího využití zákazník požadoval možnost naklápění vřetene do vertikální polohy, které bylo provedeno pomocí pneumatického válce. Z bezpečnostního důvodu bylo nutné zajistit horizontální polohu vřetene pneumatickými zámkami.

Nosný rám byl sestaven z hliníkových profilů ALUTEC. Pro přívody vzduchu a elektrických kabelů k suportu byl použit energetický řetěz firmy HENNLICH. Stavěcí patky umožňují výškové nastavení a kotvení stroje k podlaze. Celkový výsledný pohled na zařízení je z obr. 6.1.

Poslední dvě kapitoly se zabývají návrhem řízení a pneumatickým okruhem stroje. Řízení brusky bylo navrženo pomocí řídicího systému SIMATIC. Cílem návrhu bylo snadné a intuitivní ovládní stroje zaměřené na bezpečnost provozu. Pneumatické schéma bylo nakresleno v programu AUTOSIM.

Zařízení pro broušení nerezových trubek:



Obr. 6.1 - Bruska pro broušení nerezových trubek

7 Seznam použité literatury

[1] Narex-Makita [online]. © 2017, [cit. 2017-15-04].

Dostupné z: <<http://www.narex-makita.cz>>

[2] Peddy [online]. © 2017, [cit. 2017-15-04].

Dostupné z: <<http://www.peddy.cz>>

[3] Machinotech [online]. © 2017, [cit. 2017-15-04].

Dostupné z: <<http://www.machinotech.cz>>

[4] Taima [online]. © 2017, [cit. 2017-15-04].

Dostupné z: <<http://www.taima.cz>>

[5] Eisenblaetter [online]. © 2017, [cit. 2017-15-04].

Dostupné z: <<http://www.eisenblaetter.de>>

[6] Stránský a Petržík [online]. © 2017, [cit. 2017-15-04].

Dostupné z: <<http://www.stranskyapetrzik.cz>>

[7] TOS ZNOJMO [online]. © 2017, [cit. 2017-15-04].

Dostupné z: <<http://www.tos-znojmo.cz>>

[8] SKF [online]. © 2017, [cit. 2017-15-04].

Dostupné z: <<http://www.skf.cz>>

[9] BOLZANO [online]. © 2017, [cit. 2017-15-04].

Dostupné z: <<http://www.bolzano.cz>>

[10] CZ FERRO STEEL [online]. © 2017, [cit. 2017-15-04].

Dostupné z: <<http://www.czferrosteel.cz>>

[11] RITTAL [online]. © 2017, [cit. 2017-15-04].

Dostupné z: <<http://www.rittal.com>>

Seznam příloh

Výkresy:

ZAŘÍZENÍ PRO BROUŠENÍ TRUBEK	VSB-S-001-17
SESTAVA KONÍKU	VSB-S-102-17
HŘÍDEL KONÍKU	VSB-O-001-17
POUZDRO KONÍKU	VSB-O-002-17
DESKA VŘETENE	VSB-O-003-17
POUZDRO VŘETENE	VSB-O-004-17